

## 実排ガスを用いた潜熱回収熱交換器に関する研究

著者	三原 淳
学位授与機関	東京商船大学
学位授与年度	2001
URL	<a href="http://id.nii.ac.jp/1342/00000678/">http://id.nii.ac.jp/1342/00000678/</a>

修士学位論文

実排ガスを用いた潜熱回収熱交換器に関する研究

平成13年度

(2001)

東京商船大学大学院

商船学研究科

商船システム工学専攻

氏名 三原 淳

指導教官

刑部 真弘

# 実排ガスを用いた潜熱回収熱交換器に関する研究

## 学位論文要旨

三原 淳

地球温暖化防止に向けて、温室効果ガスの排出削減において、その中心である CO<sub>2</sub> に関しては、徹底したエネルギーの使用の合理化を図る必要性が高まっている。炭酸ガス排出抑制問題に関連して、ボイラにおける最も大きな損失は、排ガスによって大気中に放出される排ガス熱損失である。

現在使用されているボイラから発生する排ガス中には、水蒸気の凝縮熱(潜熱)が多く含まれているが、その熱は有効に回収されないまま大気へ捨てられているのが現状である。従って、ボイラ効率を少しでも高めるためには、熱交換器を用いて排ガス中に含まれる水蒸気の潜熱回収を行うことは非常に重要となる。つまり、伝熱管表面温度を排ガス中の水蒸気の露点温度以下まで下げ、凝縮させることにより潜熱を回収できれば、効率を高めることが可能になる。

本研究では、単段の伝熱管で行った基礎実験で得られた結果を基に、多段熱交換器の性能を予測する計算手法 CHAC (Condensation Heat Analysis Code) を使用し、フィン管及び裸管を使用した場合の熱交換器を比較した。この結果から裸管の細管を使用した熱交換器を実際に試作し、13A 都市ガスの実排ガスを使用した実験を行い、実験結果と比較検討及び作成した熱交換器の性能を確認した。

実験結果より、裸管の細管式潜熱回収熱交換器と従来のフィン管式熱交換器を比較してみると、潜熱回収を行う場合、裸管を使用した潜熱回収熱交換器が、従来のフィン管式熱交換器に比べて小型軽量となることが分かったため、この結果から裸管の細管を使用した潜熱回収熱交換器を実際に試作し、その性能を確認した。また、裸管を用いた場合、管径が小さくなるにつれて、この傾向は顕著になった。実排ガスを用いた本実験の排ガス温度分布及び冷却水温度分布の実験結果は、予測とよく一致した。

## Abstract

A prediction code for the heat exchanger to recover the latent heat in the flue gas has been proposed in the previous basic studies. The code was used on the parametric study of the heat exchanger design for the latent heat recovery. The thermal-hydraulic behavior was calculated for several kinds of heat exchangers using finned tubes or bare tubes. The calculation result indicated that the most compact heat exchanger was that using the bare tube of small diameter. So the compact countercurrent cross-flow heat exchanger using bare tubes of SUS304 was designed and constructed to prove its high ability. The outer and inner diameters of the bare tube were 10.5 and 8.1mm, respectively. The experimental study varying the air ratio of flue gas, feed water temperature and flow rate was conducted. The experimental results for the temperature distribution of water and flue gas in the heat exchanger with bare tubes of small diameter agreed well with the prediction. The proposed compact heat exchanger using small tubes was considered to be preferable for the latent heat recovery from the flue gas and the prediction code was useful for the design of the compact heat exchanger.

## 記号表

C: 質量濃度 ( $\text{kg/m}^3$ )  
C<sub>p</sub>: 比熱 ( $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ )  
d<sub>o</sub>: 伝熱管外径 (m)  
d<sub>i</sub>: 伝熱管内径 (m)  
D: 物質拡散係数 ( $\text{m}^2/\text{s}$ )  
h<sub>v</sub>: 熱伝達率 ( $\text{kW}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ )  
h<sub>c</sub>: 物質伝達率 (m/s)  
L<sub>w</sub>: 潜熱 (kJ/kg)  
N<sub>r</sub>: 段数  
Nu: ヌッセルト数 ( $=hd_o/\lambda$ )  
P: 圧力 (Pa)  
q: 熱流束 ( $\text{kW/m}^2$ )  
Pr: プラントル数 ( $=\nu/\kappa$ )  
Re: レイノルズ数 ( $=ud/\nu$ )  
Sh: シャーウッド数 ( $=h_cd/D$ )  
Sc: シュミット数 ( $=\nu/D$ )  
S<sub>1</sub>: スパン方向ピッチ (m)  
S<sub>2</sub>: 流れ方向ピッチ (m)  
T: 温度 (°C)  
u: 流路最小断面積での速度 (m/s)  
V: 体積流量( $\text{m}^3/\text{s}$ )  
 $\kappa$ : 熱拡散率 ( $=\lambda/(\rho C_p)$ )  
 $\lambda$ : 熱伝導率 ( $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ )  
 $\mu$ : 空気比  
 $\nu$ : 動粘性係数 ( $\text{m}^2/\text{s}$ )  
 $\rho$ : 密度 ( $\text{kg/m}^3$ )

### 添え字

C: 凝縮、f: 排気ガス、L: 冷却水、N: 大気圧で 0°C の標準状態、  
S: ステンレス、SUB: サブクール度、T: テフロン、V: 対流、W: 壁面

## 目次

1. 序論
2. 実験目的
3. 熱交換器の比較検討
4. 実験装置及び実験方法
5. 予測計算方法
  1. 燃焼ガスの計算方法
  2. ガス側の伝熱計算
  3. 伝熱管の熱伝導
  4. 水側の熱伝達
  5. 段計算
  6. 圧力損失
  7. 凝縮液膜
6. 解析
  1. ガス温度と冷却水温度について
  2. 凝縮水量及び凝縮水 pH について
  3. 圧力損失
  4. 回収熱量と回収熱量の割合
  5. 温度効率
  6. 熱通過率
  7. エクセルギー的評価
7. 結論
8. 謝辞
9. 参考文献及び参考図書
10. 付録
  1. 実験 1 (冷却水流量 10 kg/min 、空気比 1.38～1.72)
  2. 実験 2 (冷却水流量 9 kg/min 、空気比 1.38～1.42)
  3. 実験 3 (冷却水流量 8 kg/min 、空気比 1.36～1.39)
  4. 実験 4 (冷却水流量 10 kg/min 、空気比 1.44～1.49)
11. 補足

補足 1: フィン効率について

補足 2: エクセルギー効率

## 1. 序論

地球温暖化防止に向けて、温室効果ガスの排出削減において、その中心である  $\text{CO}_2$  に関しては、徹底したエネルギーの使用の合理化を図る必要性が高まっている。炭酸ガス排出抑制問題に関連して、ボイラにおける最も大きな損失は、排ガスによって大気中に放出される排ガス熱損失である。

現在使用されているボイラから発生する排ガス中には、水蒸気の凝縮熱(潜熱)が多く含まれているが、その熱は有効に回収されないまま大気へ捨てられているのが現状である。従って、ボイラ効率を少しでも高めるためには、熱交換器を用いて排ガス中に含まれる水蒸気の潜熱回収を行うことは非常に重要となる。つまり、伝熱管表面温度を排ガス中の水蒸気の露点温度以下まで下げ、凝縮させることにより潜熱を回収できれば、効率を高めることが可能になる。

現在、日本に課せられている温暖化ガスの排出削減目標は大変厳しいものである。近年、特に水エマルジョン燃料や水分の多い燃料が、環境への負荷が低減できることから多く使われるようになり、排ガス中の水蒸気濃度及び含有潜熱量は上昇する傾向にある。このため耐腐食性材料の開発に伴い、潜熱回収が大いに注目されている。

本研究では、単段の伝熱管で行った基礎実験で得られた結果を基に、多段熱交換器の性能を予測する計算手法 CHAC (Condensation Heat Analysis Code) <sup>(1,2)</sup> を使用し、フィン管及び裸管を使用した場合の熱交換器を比較した。この結果から裸管の細管を使用した熱交換器を実際に試作し、13A 都市ガスの実排ガスを使用した実験を行い、実験結果と比較検討及び作成した熱交換器の性能を確認した。

## 2. 実験目的

1. 基礎実験のデータに基づいて、多段式潜熱回収熱交換器の設計を行う。
2. 異なる種類の伝熱管を用いた場合の熱交換器の比較を行う。
3. 凝縮液回収率の向上を目指す。
4. 凝縮水の pH を測定し、再利用について検討する。
5. 圧力損失を測定し、予測値と比較し検討する。
6. 作成した熱交換器の性能の検討を行う。

### 3. 熱交換器の比較検討

図1に205×205mmの短形ダクトに伝熱管を設置した形態の潜熱回収熱交換器及び設計条件を示す。このサイズは本実験で使用した温水ボイラーの煙道とほぼ同じである。設計条件は次の通りである。燃料は13A都市ガス、燃料流量 $15\text{m}^3/\text{h}$ 、空気比1.2、入口ガス温度 $280^\circ\text{C}$ 、給水流量 $600\text{kg}/\text{h}$ とし、給水を $20^\circ\text{C}$ から $60^\circ\text{C}$ に予熱する潜熱回収熱交換器とした。伝熱管の材質はSUS304で耐圧10気圧のものとした。設計においては、伝熱管を裸管とする場合は、穴あけ加工を考慮して、ピッチは伝熱管外径よりも10mm以上大きく取った。フィン管の場合は、ダクトサイズの中に目一杯入れる範囲で、フィンとフィンがぶつからない最大の隙間とした。この条件で異なる種類の伝熱管を設置したときの計算結果を表1及び図2に、各伝熱管の概略図を図3、4に示す。

表中のLは熱交換器長さ、Aは伝熱面積、Wは伝熱管の総本数の重量である。回収熱量がほぼ等しい場合、裸管(Bare1)を使用した熱交換器が最も小型軽量となり、フィン管(Fin1)を使用すると最も重く大きくなる。このことから裸管の細管を使用するとコンパクトになる傾向にある。次に、伝熱管外径が同じ裸管(Bare2)と各フィン管(Fin1, 2, 3)を比較すると、Bare2はFin1, 2よりも軽くなり、Fin3よりも重くなった。相変化を伴う潜熱回収においては、その高い熱伝達率によってフィン効率は低下し、フィンの間に煤が付着することによって発生するスートファイアが考えられる。これらのことからフィン管を使用する意義は薄れてくる。

以上のことから、小型軽量を目指す熱交換器は、フィン管より裸管の細管を使用した方が非常に有利である。また、伝熱面洗浄を考えた場合も裸管のほうが容易である。

本実験ではこれらの結果を基に、裸管の細管(Bare1)を使用した熱交換器の設計及び試作を行った。

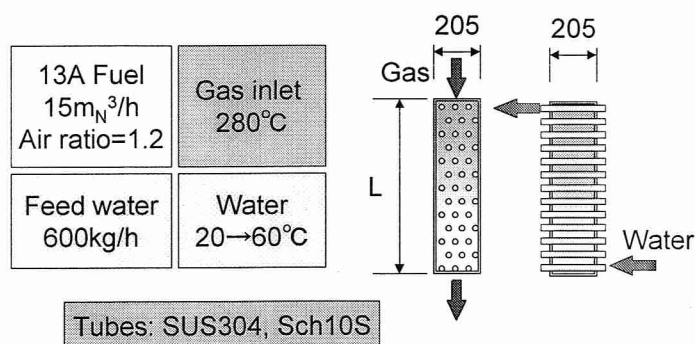


図1. 設計条件



表 1. 潜熱回収熱交換器の諸元

Tube type	Bare1	Bare2	Fin1	Fin2	Fin3
Stage	35	40	29	25	27
Pipe number	10(9)-333	6(5)-220	4(3)-102	5(4)-113	6(5)-149
Pipe outer diameter (mm)	10.5	21.7	21.7	21.7	21.7
Pipe inner diameter (mm)	8.1	17.5	17.5	17.5	17.5
Pitch (mm)	20.5	34.2	51.0	41.0	34.2
Fin Height (mm)	—	—	12	8	3
Fin Pitch (mm)	—	—	5	5	5
L (mm)	718	1370	1480	1030	923
A (m <sup>2</sup> )	2.25	3.07	12.4	8.73	5.04
W (kg)	18.9	46.1	62.6	51.1	42.5
Gas Pressure loss (mmAq)	11.5	21.6	19.8	22.1	22.4
Recovery Heat (kW)	28.4	28.2	28.5	28.6	28.5

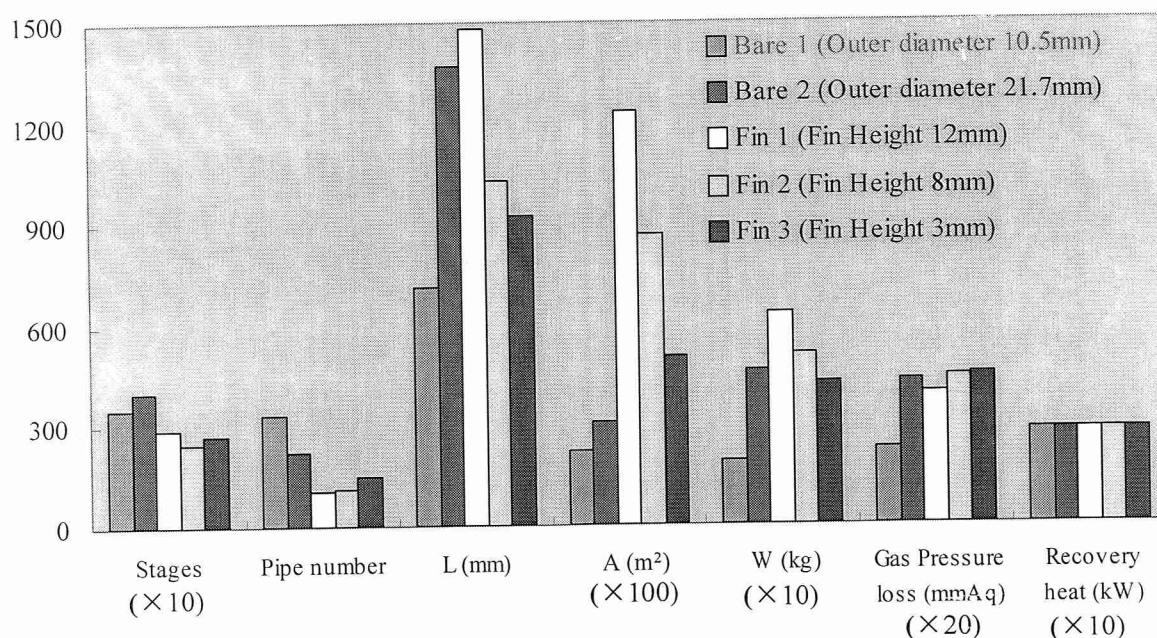


図 2. 計算結果

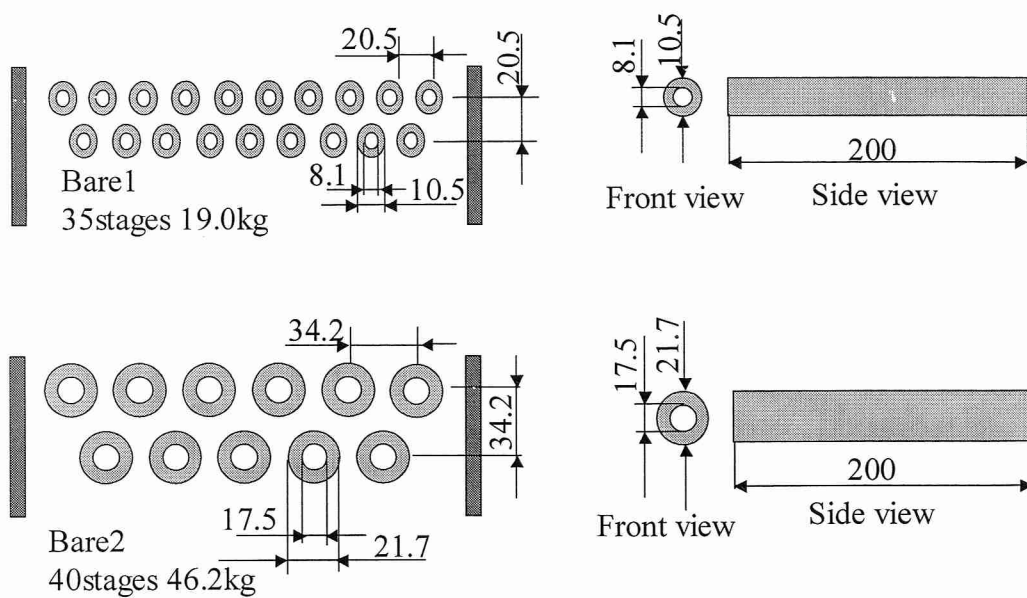


图 3. 伝熱管概略図 (Bare1,2)

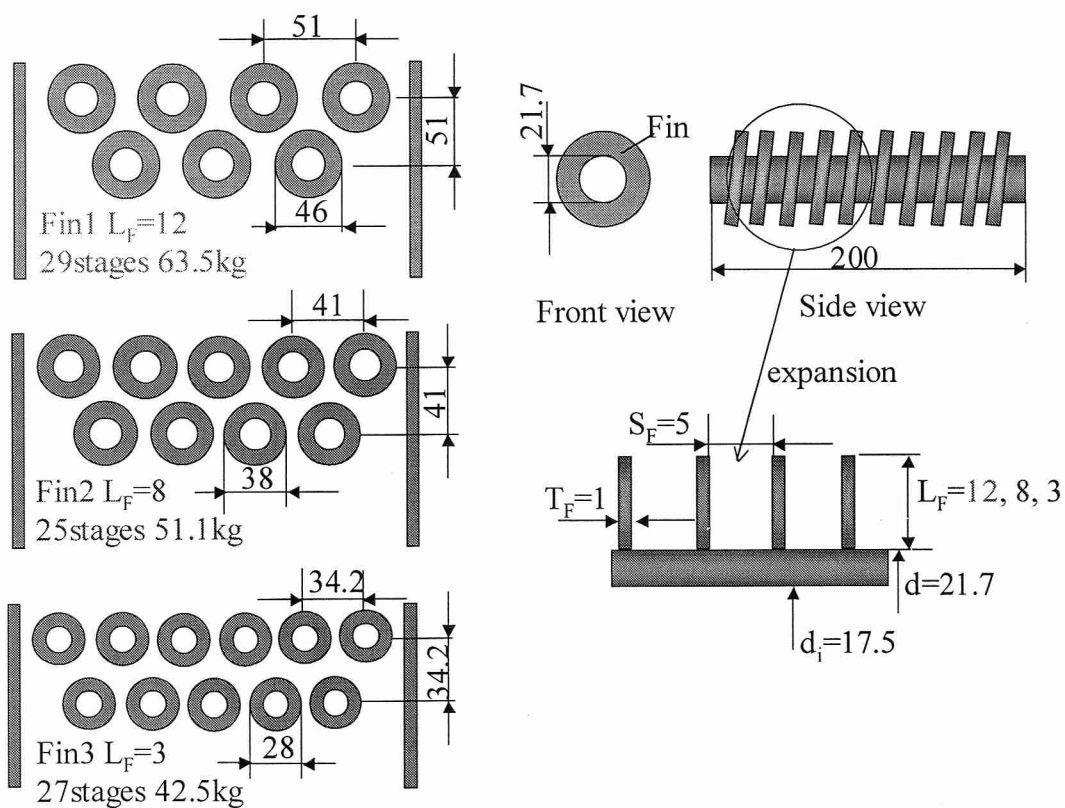


图 4. 伝熱管概略図 (Fin1,2 and 3)

## 実験装置及び実験方法

実験装置の概略図を図 5 に示す。実験装置は、温水ボイラ(川重冷熱工業(株)VK-13N-WG)、熱交換器、ドレンポット、そしてブロワー(高木鉄工 TB-3)から構成されている。熱交換器各部の概略図を図 6、7、8 及び 9 に示す。

実験方法について説明する。実験を行う前にポンプを動かし、水を流して空気抜きを行う。燃料 13A 都市ガスをボイラーで燃焼させ、その燃焼排ガスを熱交換器内に誘導する。ボイラからの排ガスは熱交換器の上部から下部へ流れ、ブロワを通過して排出される。熱交換器の形式は対向流形で段数は 40 段である。なお、各段の伝熱管入口及び出口はヘッダー管でつながって、各段に複数ある伝熱管の水側条件は同一である。気泡混入によるヘッダー管内の偏流を防ぐため、両ヘッダーに空気抜き用のバルブを一定間隔で設けた。熱交換器内には裸管の伝熱管(外径 10.5mm、内径 8.1mm、長さ 220mm)が千鳥状に配列しており、この管内を冷却水が熱交換器下部から上部へと流れ、排ガスと熱交換を行う。冷却水流量は、流量計で流量を設定すると同時にばね秤を用いて計測し、正確な流量を求めた。JIS の基準に基づいて、縦方向及び横方向のピッチは共に 20.5mm とした。なお、材質はステンレス鋼 SUS304 を使用している。

熱交換器入口の乾き燃焼ガス中の  $\text{CO}_2$ 、 $\text{O}_2$ 、 $\text{CO}$  の体積濃度をガス分析装置(光明理化学(株)SEM-102)によって測定した。計測値の測定誤差は、 $\text{CO}_2$  に対しては  $\pm 10\%$  以内、 $\text{O}_2$  に対しては  $\pm 7\%$  以内、 $\text{CO}$  に対しては  $\pm 15\%$  だった。計測した濃度を使用することによって、空気比の計算ができる(5-1 参照)。

熱交換器内各段のガス温度及び各段伝熱管内の水温は熱交換器内へ差し込んでいる直径 0.5mm の T シース熱電対により計測した。各温度測定の熱電対信号は、データロガーにより解析を行った。この実験における温度の測定誤差は、 $\pm 0.1\text{K}$  だった。

熱交換器出入口及び任意の段の差圧は水マノメータにより計測した。

熱交換器下部に溜まる凝縮水量の測定(図 9 参照)については、次の手順により、単位時間あたりの凝縮水量を測ることができる。

1. バルブ③、バルブ④を閉めて、ドレンポットを密閉にする。
2. バルブ①、バルブ②を開けて、ドレンポット内圧力を熱交換器出口圧力と同じにする。
3. ブロワの吸い込みにより熱交換器の上部の圧力は出口の圧力より小さくなり、排気は熱交換器側面についている排気管に入り、ブロワを通して大気へ排出する。凝縮水はドレンポットへ流れていく。
4. ドレンポット内の液面の差を測る。
5. 液面高さの変化により、単位時間あたりの凝縮水量を計算する。
6. バルブ①、バルブ②を閉め、バルブ③、バルブ④を開け、凝縮水を排出する。

このとき、排出される凝縮水を別の容器に移し、約  $25^\circ\text{C}$  まで冷却し pH センサー(栗田

工業株式会社 pH 計 KP-52 型 側太 P) を使用して、pH 値を測定した。

ドレンポットは可視化観察できるように外径  $D=250\text{mm}$ 、厚さ  $t=10\text{mm}$  の透明なアクリル製の容器を用いた。凝縮水を回収する時、水面に波が発生し、液面が読み辛くなったため、容器内にさらに小さいアクリル製の円筒を設け波の発生を抑えた。回収された凝縮水は最初に小さい円筒に溜まり、次に小さい円筒にあけた穴から静かに大きい容器に流れる。なお、小さい円筒の寸法は外径  $D=150\text{mm}$ 、厚さ  $t=10\text{mm}$  である。

本実験は、空気比及び給水流量を変化させて実験を行った。実験条件を表 2 に示す。また、実験には、室温、湿度、燃料ガスの流量と圧力を測り、データ解析に用いた。

表 2. 実験条件

	実験 1	実験 2	実験 3	実験 4
空気比	1.4	1.4	1.37	1.46
給水流量 $\text{kg/h}$	607	537	482	604
燃料流量 $\text{m}^3/\text{h}$	16.11	15.86	15.9	16.11
ガス温度 $^{\circ}\text{C}$	287→57	289→55	292→57	290→54
冷却水温度 $^{\circ}\text{C}$	20→67	18→71	19→76	16→67
差圧 $\text{mmAq}$	19	19	19	21

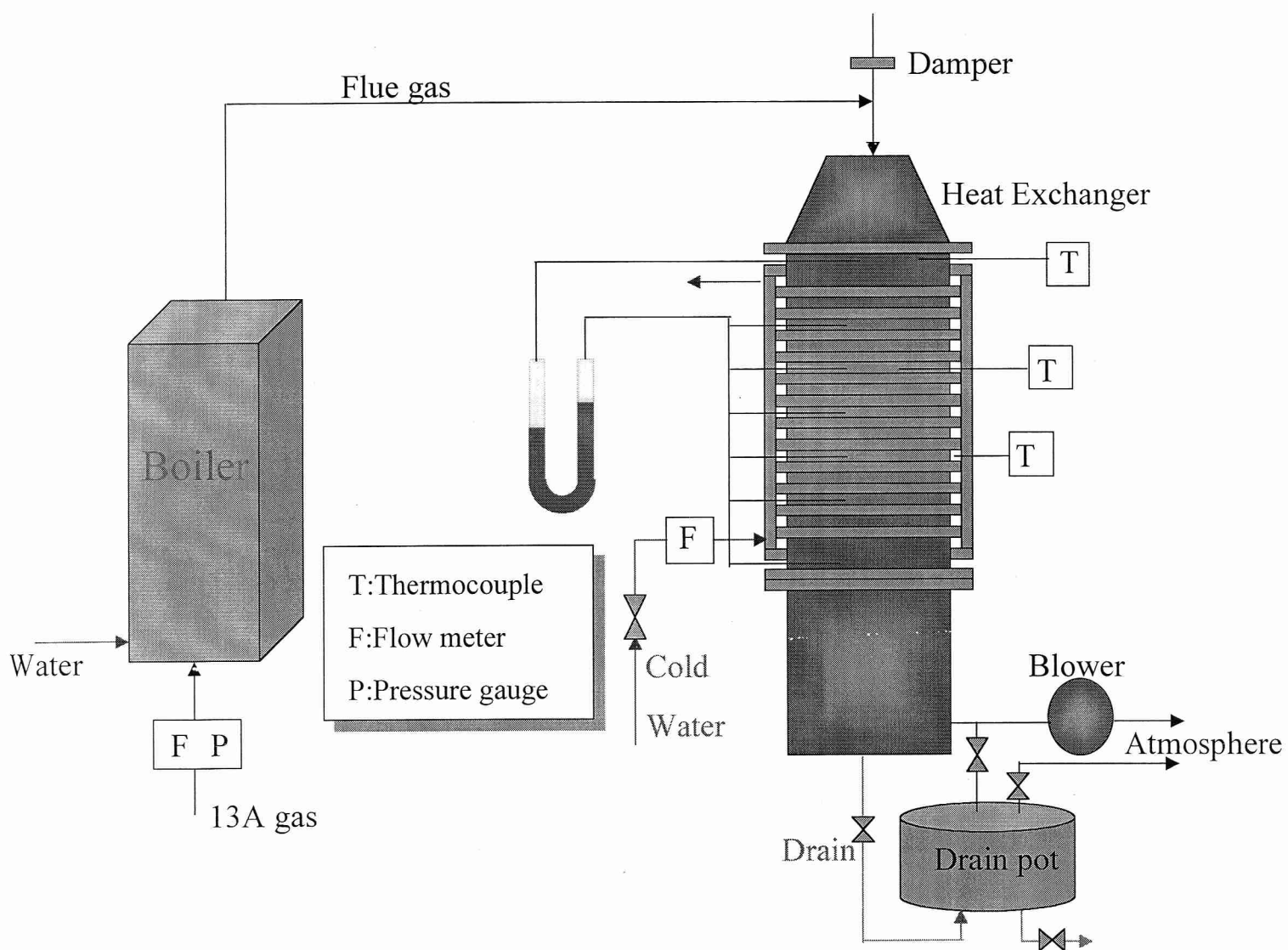


図 5. 実験装置外略図

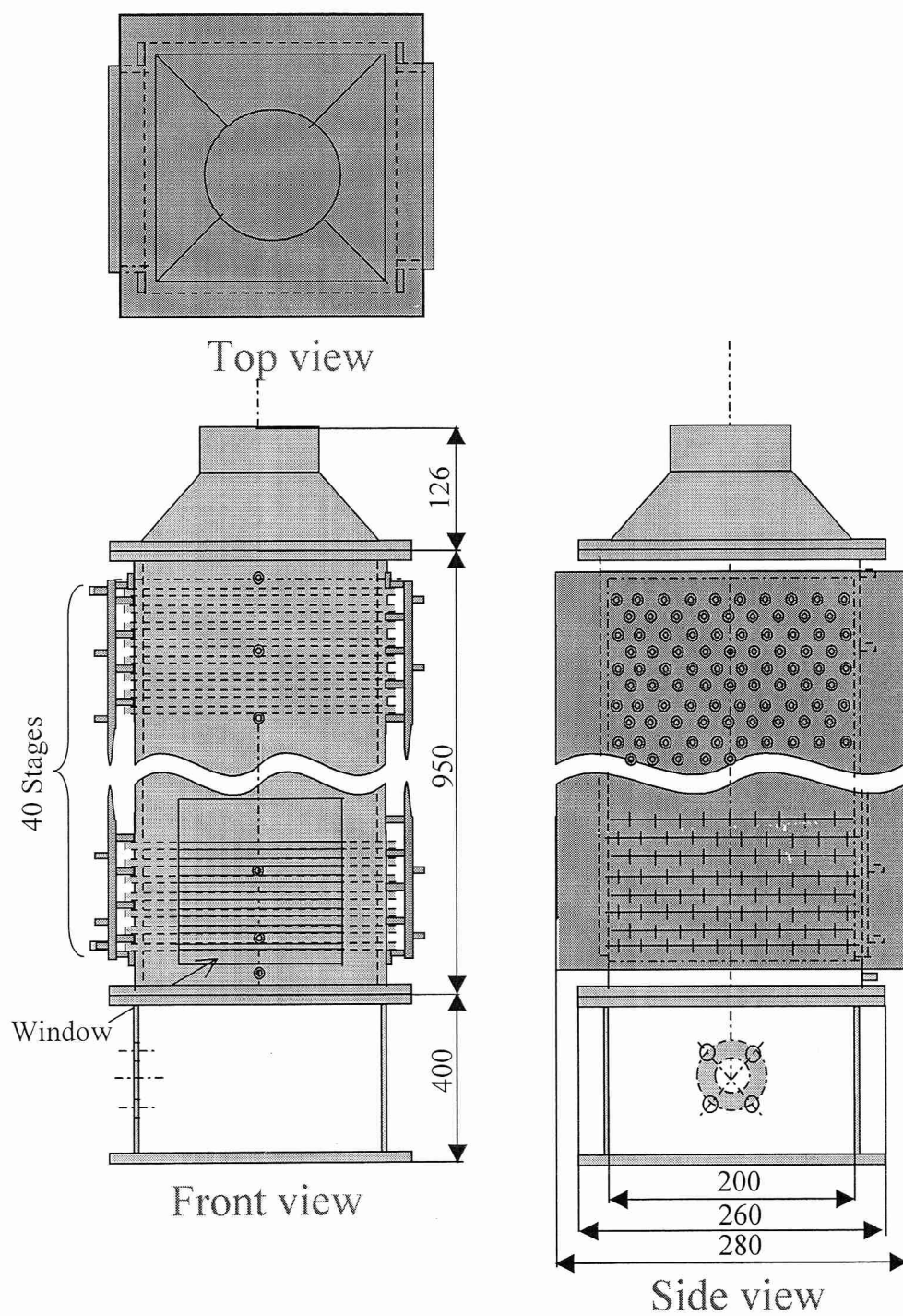


图 6. 热交换器概略图

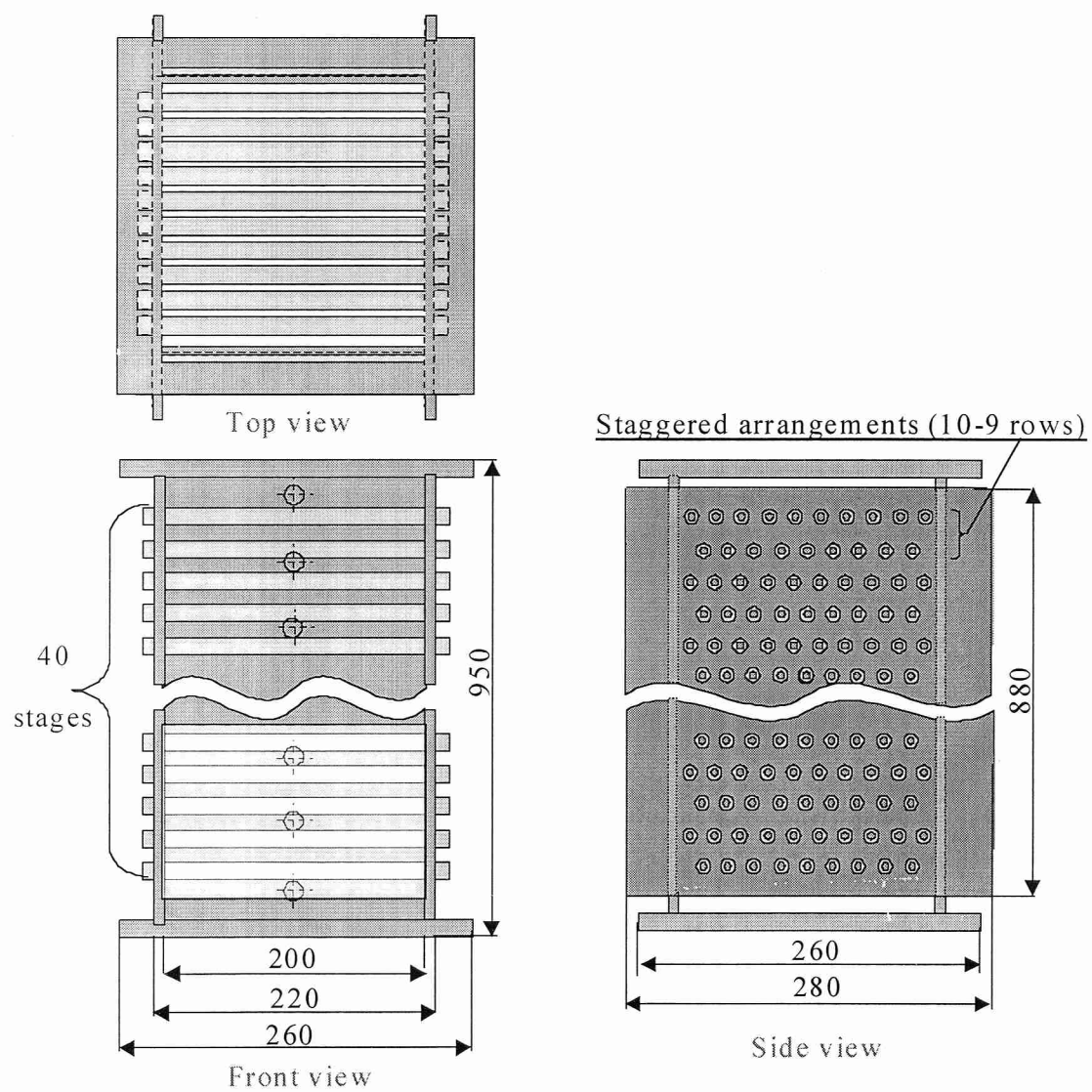


図 7. 熱交換器本体概略図

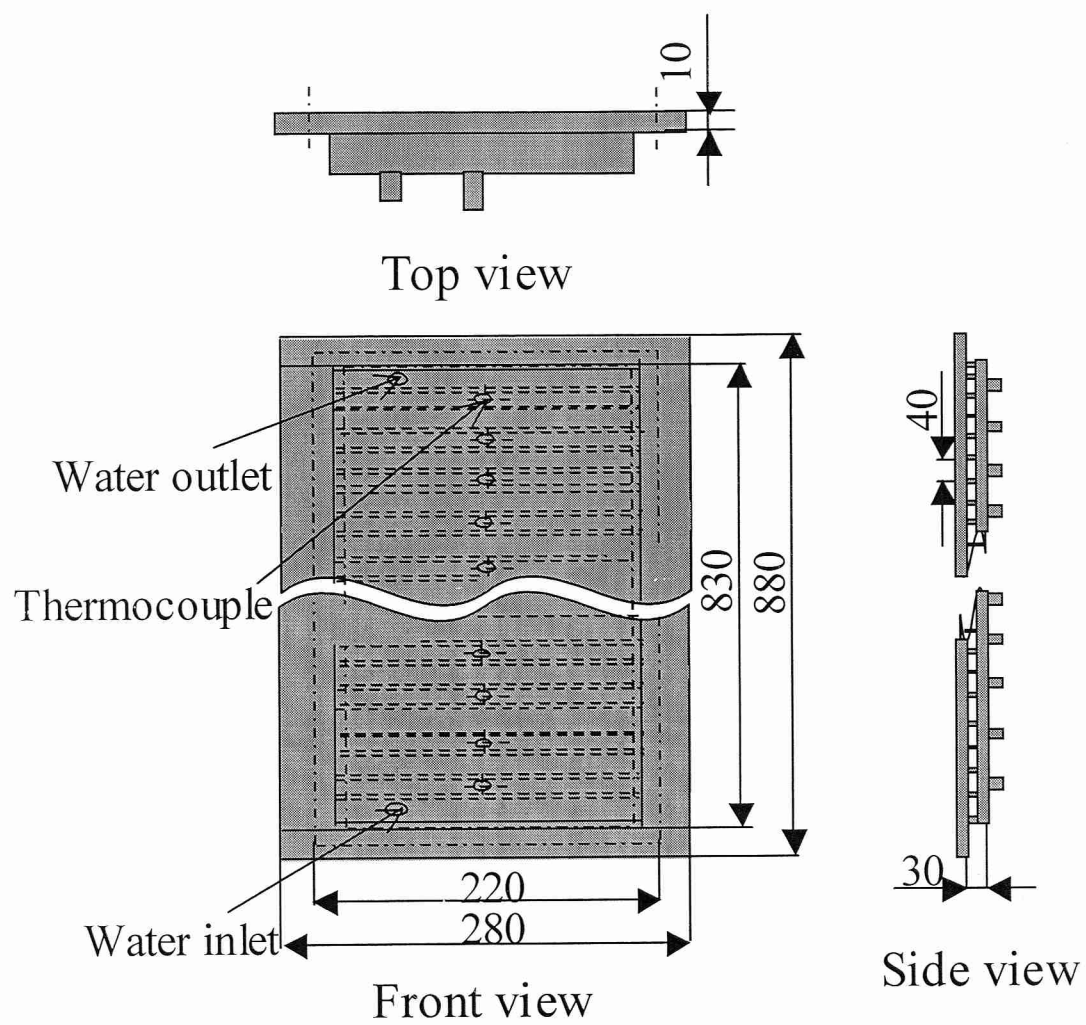


図 8. ヘッダー管概略図



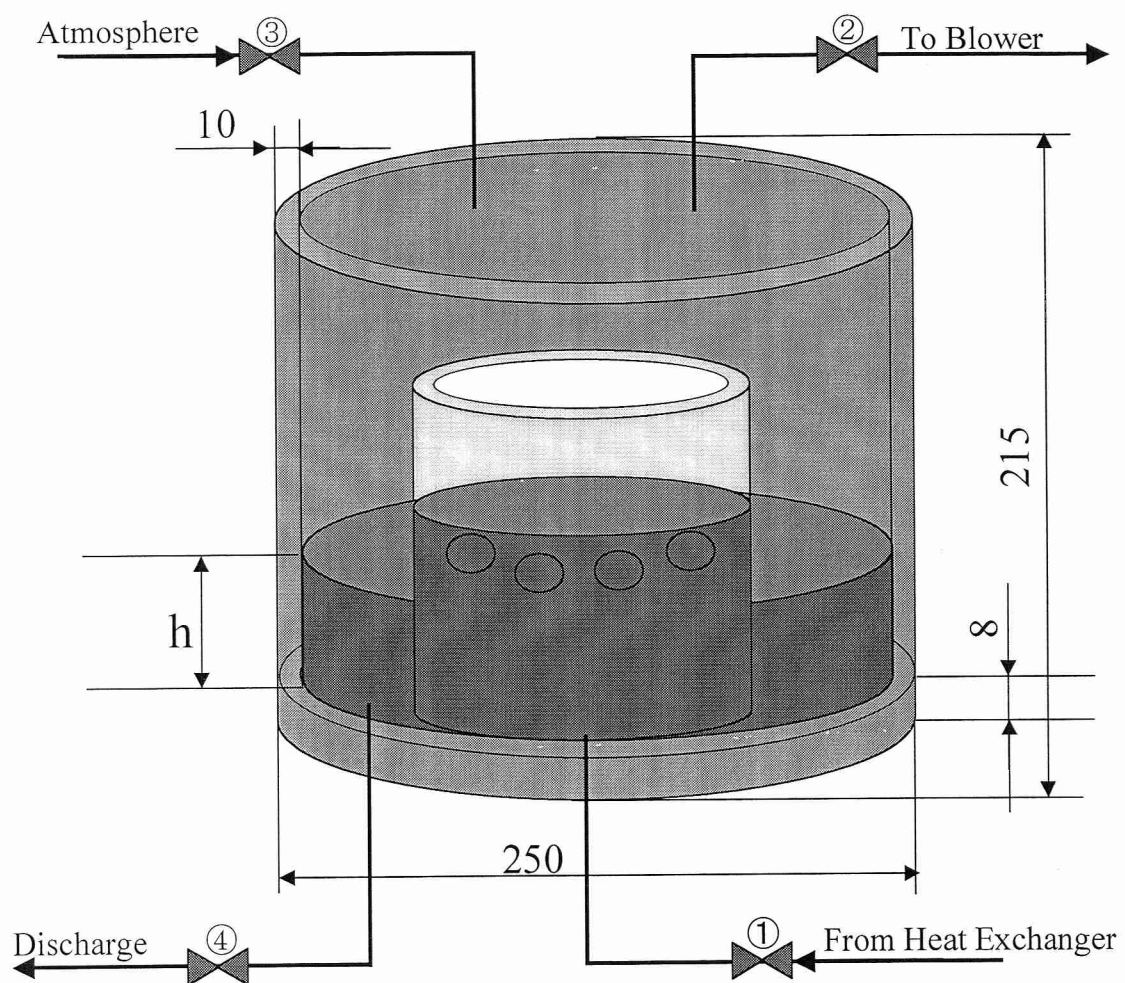


図 9. ドレンポット概略図

## 5. 予測計算の方法<sup>(1,2)</sup>

### 5-1. 燃焼ガスの計算方法

本実験のボイラで使用した都市ガス 13A の成分は表 3 に示している。

表 3：都市ガス 13A の成分

メタン	$\text{CH}_4$	88.0%
エタン	$\text{C}_2\text{H}_6$	5.8%
プロパン	$\text{C}_3\text{H}_8$	4.5%
ブタン	$\text{C}_4\text{H}_{10}$	1.7%

実験ごとに、ガス分析装置により乾き燃焼ガス中の  $\text{CO}_2$ 、 $\text{O}_2$ 、 $\text{CO}$  の体積濃度を求めた。  
この濃度により、空気比  $\mu$  は

$$\mu = \frac{\text{N}_2}{\text{N}_2 - \frac{0.79}{0.21 \times (\text{O}_2 - 0.5\text{CO})}}$$

と計算できる。また、上の成分表から都市ガス 13A の 1 mol 中に炭素原子は

$$\text{CCR} = 1 \times 0.88 + 2 \times 0.058 + 3 \times 0.045 + 4 \times 0.017 \quad \text{mol}$$

存在することになる。よって、燃焼ガス中の  $\text{CO}_2 + \text{CO}$  の体積流量  $V_{\text{COX}}$  [ $\text{mN}^3/\text{h}$ ] は、都市ガス 13A の体積流量を  $V_F$  [ $\text{mN}^3/\text{h}$ ] とすると

$$V_{\text{COX}} = V_F \times \text{CCR}$$

となる。よって、乾き燃焼ガス流量  $V_d$  [ $\text{mN}^3/\text{h}$ ] は

$$V_d = \frac{V_{\text{COX}}}{\text{CO}_2 + \text{CO}}$$

同様に、燃焼ガス中の  $\text{CO}_2 + \text{CO}$  ガス 1 mol に対して水素原子は

$$\text{CHR} = 4 \times 0.88 + 6/2 \times 0.058 + 8/3 \times 0.045 + 10/4 \times 0.017 \quad \text{mol}$$

存在する。よって、燃焼ガス中の水蒸気濃度  $\text{H}_2\text{O}$  は、

$$\text{H}_2\text{O} = \frac{(\text{CO}_2 + \text{CO}) \times \frac{\text{CHR}}{2}}{1 + (\text{CO}_2 + \text{CO}) \times \frac{\text{CHR}}{2}}$$

と計算できる。よって、燃焼ガス流量  $V$  [ $\text{mN}^3/\text{h}$ ] は

$$V = V_d / (1 - \text{H}_2\text{O})$$

ここで、燃焼ガス 1  $\text{mN}^3$  あたりの水蒸気質量濃度  $C_{f,n}$  [ $\text{kg}/\text{mN}^3$ ] は

$$C_{f,n} = 18 \times \text{H}_2\text{O} / 22.4$$

温度  $T_f$  °C の燃焼ガス 1  $\text{m}^3$  あたりの水蒸気質量濃度  $C_f$  [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ] は

$$C_f = 18 \times \text{H}_2\text{O} / 22.4 \times 273.15 / (273.15 + T_f)$$

なお、燃焼排ガスは  $N_2$ 、 $CO_2$ 、 $O_2$ 、 $CO$ 、 $H_2O$  の混合ガスとして扱い、熱伝導率は Lindsay & Bromley の式、粘性係数は Wilke の式を用いた。

## 5-2. ガス側の伝熱計算

総合熱伝達量  $q_T$  を、対流熱流束  $q_v$  と凝縮熱流束  $q_c$  にわけて整理する。

$$q_T = q_v + q_c$$

$q_v$  は排ガスと伝熱面または液膜との対流熱流束であり、

$$q_v = h_v (T_f - T_w)$$

$q_c$  は、凝縮熱流束であり、

$$q_c = h_c L_w (C_f - C_w)$$

$C_w$  は壁温  $T_w$  における飽和蒸気濃度 ( $kg/m^3$ ) である。

速度境界層と濃度境界層が相互に干渉しない場合、熱伝達と物質移動のアナロジーが成立すると考えられている。平均熱伝達率に関する無次元数ヌッセルト数  $Nu_f$  は  $Nu_f = h \cdot d / \lambda$  で、速度境界層と温度境界層の厚さに関する無次元数プラントル数  $Pr$  は  $Pr = \nu / \kappa$  である。一方、平均物質伝達率に関する無次元数、シャーウッド数  $Sh_f$  は  $Sh_f = h_c \cdot d / D$  で、速度境界層と拡散境界層の厚さに関する無次元数シュミット数  $Sc$  は  $Sc = \nu / D$  である。物質伝達を行う熱伝達では、熱伝達における熱量の代わりに物質伝達では物質移動量を、温度差の代わりに濃度差を、熱伝達率の代わりに物質伝達率を、温度拡散係数の代わりに物質拡散係数を置き換えることで物質伝達の基本となる法の無次元数シャーウッド数、シュミット数が求められる。即ち、 $Nu \rightarrow Sh$ 、 $Pr \rightarrow Sc$  と置き換えることで熱伝達における無次元整理式がそのまま物質伝達に対して適用できることになる。よって、熱伝達と物質伝達のアナロジーが成立すると考えられ、裸管についての従来の研究によれば、平均熱伝達率に関する無次元数、ヌッセルト数  $Nu_f$  と平均物質伝達率に関する無次元数、シャーウッド数  $Sh_f$  はそれぞれ、

$$Nu_f = c Re_f^{0.6} Pr_f^m (Pr_f / Pr_w)^{0.25}$$

$$Sh_f = c Re_f^{0.6} Sc_f^m (Sc_f / Sc_w)^{0.25}$$

となり、式の中、 $Pr$  はプラントル数 ( $Pr = \nu / \kappa$ )

$Sc$  はシュミット数 ( $Sc = \nu / D$ )

$Re$  はレイノルズ数 ( $Re = u \cdot d / \nu$ )

を表す。また、Zukauskas の実験によれば、千鳥配列の熱交換器の場合、 $m=0.36$  であり、 $S_1/S_2 < 2$  の時、

$$c = 0.35 (S_1/S_2)^{0.2}$$

である。なお、 $S_1$  は伝熱管の横方向ピッチ、 $S_2$  は伝熱管の縦方向ピッチである。

$\kappa$  は排ガスの熱拡散率で、 $\kappa = \lambda / (\rho \cdot C_p)$  により、計算できる。 $D$  は物質拡散率で、ここでも熱伝達と物質伝達のアナロジーを利用して、よく知られている空気中の水蒸気の拡散係

数 $D_{\text{air}}$ を熱拡散率で修正したものを、排ガス中の水蒸気拡散係数  $D$  とした。

$$D = D_{\text{air}} (\kappa / \kappa_{\text{air}})$$

$\kappa_{\text{air}}$ は空気の熱拡散率であり、空気中の水蒸気の拡散係数 $D_{\text{air}}$ は以下のように表すことができる<sup>(3)</sup>。

$$D_{\text{air}} = \frac{7.65 \times 10^{-5} (T + 273.15)^{\frac{11}{6}}}{P}$$

### 5-3. 伝熱管の熱伝導

伝熱管の熱伝導率には、インコネルやオーステナイト系ステンレスの近似式である

$$\lambda_t = 13.2 + 0.013 T_t$$

を採用した。ここで $T_t$ は伝熱管平均温度で、

$$T_t = \frac{T_w + T_{wi}}{2}$$

$T_w$ は伝熱管外壁温度、 $T_{wi}$ は伝熱管内壁温度である。

伝熱管を通過する熱流束は、外表面を基準とすると、

$$q_w = \frac{2\lambda_t(T_w - T_{wi})}{d_o \ln(d_o/d_i)}$$

で計算できる。

### 5-4. 水側の熱伝達

水側の熱伝達は、助走距離長さ $L$ の影響を McAdams の係数で補正した Dittus-Boelter 式を用いた。なお、 $L$ は伝熱管加熱部長さとした。

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left( 1 + \left( \frac{d_i}{L} \right)^{0.7} \right)$$

式の中、 $L$ ： 伝熱管加熱部長さ (m)

$d_i$ ： 伝熱管内径 (m)

$Re$ ： 水のレイノルズ数

$Pr$ ： 水のプラントル数

### 5-5. 段計算

段毎に熱及び物質バランス計算を行う。 $N$  段を通過する燃焼ガスの水蒸気濃度  $H_2O(N)$  及び温度  $T_g(N)$  から  $N+1$  段の値を計算する式として以下を用いた。

$$T_f(N+1) = T_f(N) - \frac{q_v A_w}{C_{pf} \rho_f (273.15 + T_f) / 273.15 \cdot V}$$

式の中、V：体積流量 (m³/s)

$q_v$ ：凝縮熱流束 (W/m²)

$A_w$ ：1 段当たりの伝熱面積 (m²)

$L_w$ ：潜熱 (kJ/kg)

$q_v$ ：排ガスと伝熱面又は液膜との対流熱流束 (kW/m²)

$C_{pf}$ ：排ガスの比熱 kJ/(kg·K)

$\rho_f$ ：排ガス密度 (kg/m³)

を表す。

段計算を進めていくと、ガス温度が、水蒸気の飽和温度以下になるようなことが予想される。この場合、実際にはガス中の水蒸気が結露することにより潜熱を放出して、ガス温度と飽和温度が等しくなると考えられる。この場合のガス温度の上昇分を  $\Delta T_f$ 、結露による水蒸気体積濃度の減少分を  $\Delta H_2O$  とすると、エネルギーバランスより、

$$\Delta T_f = \frac{18}{22.4} \cdot \frac{L_w}{C_{pf} \rho_f (273.15 + T_f) / 273.15} \cdot \Delta H_2O$$

#### 5-6. 圧力損失

1 段当たりの圧力損失は、

$$\Delta P = 2f \rho_f u^2$$

千鳥配列の裸管伝熱管の圧力損失係数  $f$  に関し、Jacob は以下の式を提案している。

$$f = \left[ 0.25 + \frac{0.118}{\left\{ \left( \frac{S_1}{d_o} \right) - 1 \right\}^{0.118}} \right] Re_f^{-0.16}$$

式の中、 $S_1$ ：伝熱管横方向ピッチ (m)

$d_o$ ：伝熱管外径 (m)

$Re_f$ ：排ガスのレイノルズ数

#### 5-7. 凝縮液膜

熱交換器において、凝縮水は伝熱管の間を落下したり、熱交換器ケーシングを伝わって落下するものも観察された。ここでは、上段で発生した凝縮液は全て下段に、図 10 に示したような層流凝縮液膜の形で流下すると仮定した。伝熱管頂部から  $\theta$  度における液膜の速度分布は、

$$u = \frac{(\rho_L - \rho_G)g \sin \theta}{\mu_L} \left( y\delta - \frac{y^2}{2} \right)$$

ここで、 $\rho_L$ : 液体の密度  
 $\rho_G$ : 排ガスの密度  
 $g$ : 重力加速度  
 $y$ : 半径  $y$  方向座標  
 $\delta$ : 膜厚

伝熱管単位長さ当たりの凝縮水流量を  $m$  として、上式を積分すると、

$$\delta = \left[ \frac{1.5 \mu_L m}{\rho_L (\rho_L - \rho_G) g \sin \theta} \right]^{1/3}$$

式の中、 $\mu_L$  は液体の粘性係数を表す。

液膜の熱通過率  $K$  は、

$$K = \frac{\lambda_L}{\delta} = \left[ \frac{\lambda_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_G) g \sin \theta}{1.5 \mu_L m} \right]^{1/3}$$

ここで、 $\lambda_L$  は液体の熱伝導率である。

円周方向の平均熱通過率は、

$$\bar{K} = \frac{1}{\pi} \int_0^\pi K d\theta = 0.72 \left[ \frac{\lambda_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_G) g}{\mu_L m} \right]^{1/3}$$

この逆数が、液膜の平均熱抵抗である。平均液膜厚さは

$$\bar{\delta} = \frac{\lambda_L}{K}$$

なお、計算においては、ある段の凝縮水量  $m$  には、その段で発生した分も含めた。

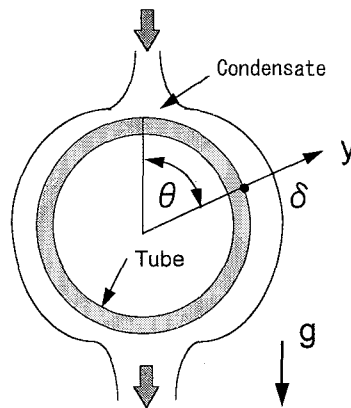


図 10. 層流凝縮液膜

## 6. 解析

### 6-1. ガス温度と冷却水温度について

図 11 から 14 に示したのは、異なる実験条件での実験結果と予測計算の比較である。横軸は段数で、縦軸は温度である。実線は、ガス及び水温度、1点鎖線及び2点鎖線はそれぞれ、伝熱管外壁温度及び伝熱管内壁温度、破線は排ガス中の水蒸気分圧に対応した飽和(露点)曲線を表す。伝熱管外壁温度が飽和温度以下の領域では凝縮が起こっている。実験データは●がガス温度であり、■が冷却水温度である。各実験とも、実験結果と予測結果が良く一致している。ガス温度については、凝縮域で実験のガス温度が予測より低い値を示している。原因として、発生した凝縮水が、ガス温度測定用熱電対を濡らしていると考えられる。冷却水温度については、実験値と予測値がよく一致していた。

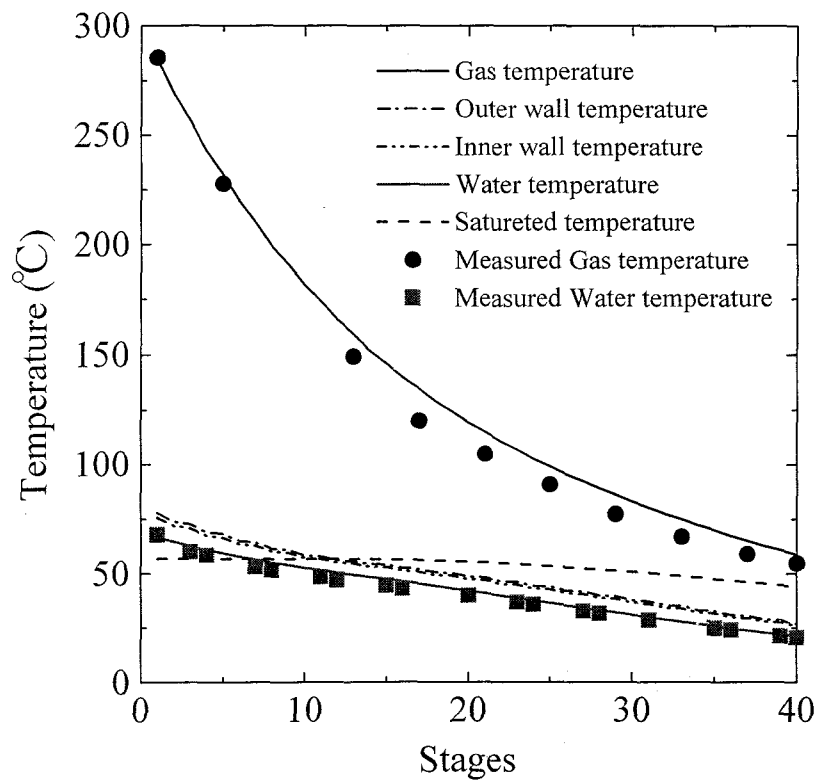


図 11. 空気比 1.4、給水流量 600 kg/h の実験結果

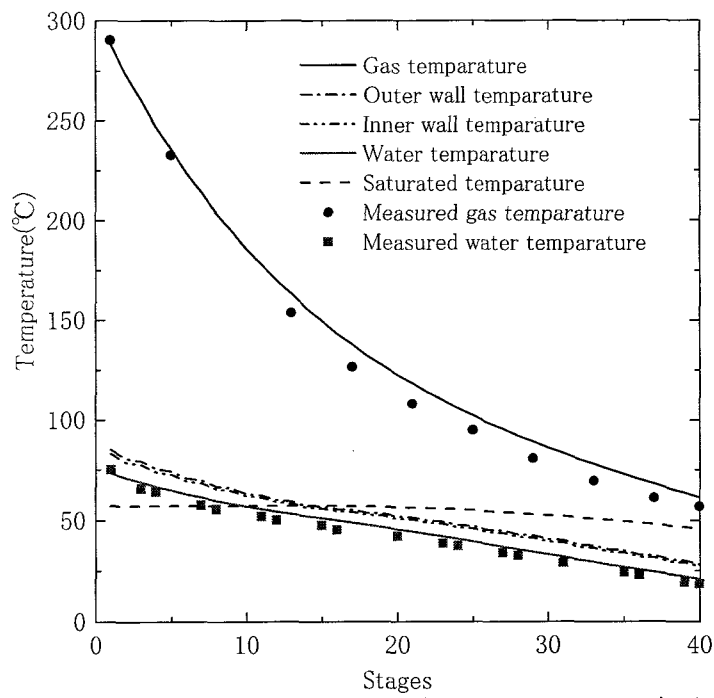


図 12. 空気比 1.38、給水流量 540 kg/h の実験結果

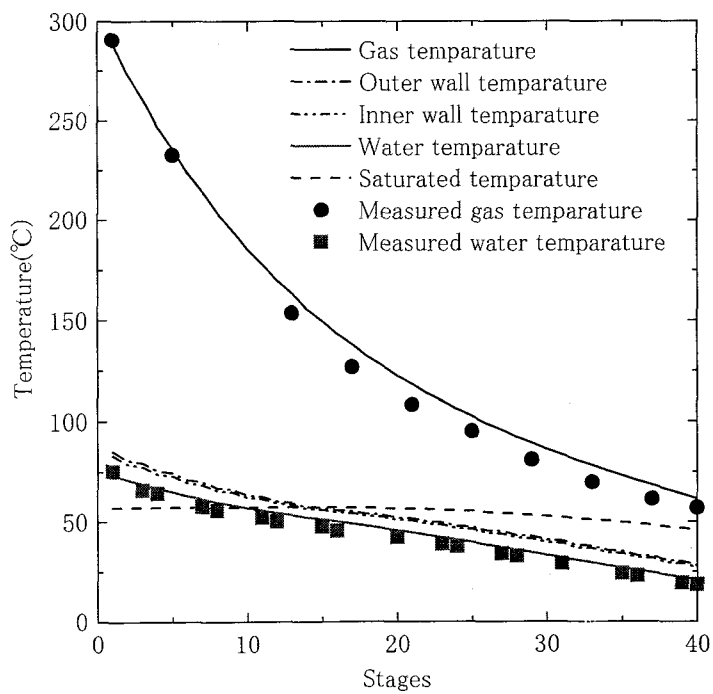


図 13. 空気比 1.38、給水流量 480 kg/h の実験結果



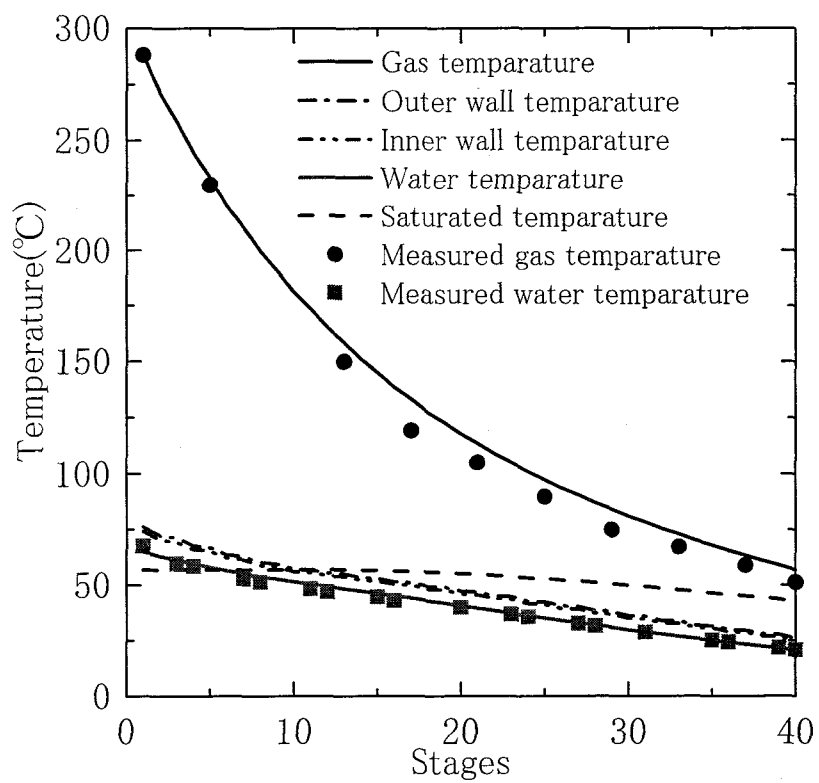


図 14. 空気比 1.44、給水流量 600 kg/h の実験結果

## 6-2. 凝縮水量及び凝縮水 pH について

本実験で行った凝縮水の計測は、ブロワの吸引力を利用し、熱交換器内で生成された凝縮水をドレンポット内に導く方式とした。ここで簡単に説明してみる。図 15 のように、熱交換器の凝縮水出口圧力は  $(A+H)\text{mmAq}$  である。ドレンポットの凝縮水入口圧力は  $(A+h)\text{mmAq}$  である。 $(A+H) \geq (A+h)$  の時、凝縮水は熱交換器からドレンポットへ流れる。逆に、 $(A+H) < (A+h)$  の時、凝縮水は熱交換器からドレンポットへ流れない。つまり、水はドレンポット内に一定の高さになると、流れは小さくなり、だんだん流れなくなる。

図 16 に示したのは熱交換器出口ドレンポットで採取した凝縮水量と予測値の比較である。横軸は凝縮水量の実験値で、縦軸は凝縮水量の予測値である。■は冷却水流量  $10\text{ kg/min}$  の時の値で、●は冷却水流量  $9\text{ kg/min}$  の時の値で、▲は冷却水流量  $8\text{ kg/min}$  の時の値である。図 16 に示したように、凝縮水量の実験値は予測値より少ないことがわかる。原因としては、熱交換器内外の圧力差で、凝縮水が完全に回収されていない可能性がある。又、凝縮水の一部がごく微量ではあるが、大気に排出されていたのを確認した。そこで真空ポンプを使用して凝縮水の回収を行った。結果を図 17 に示す。各軸は図 16 のものと同様である。図 16 に比べて、予測値と実測値はほぼ一致していることが分かる。

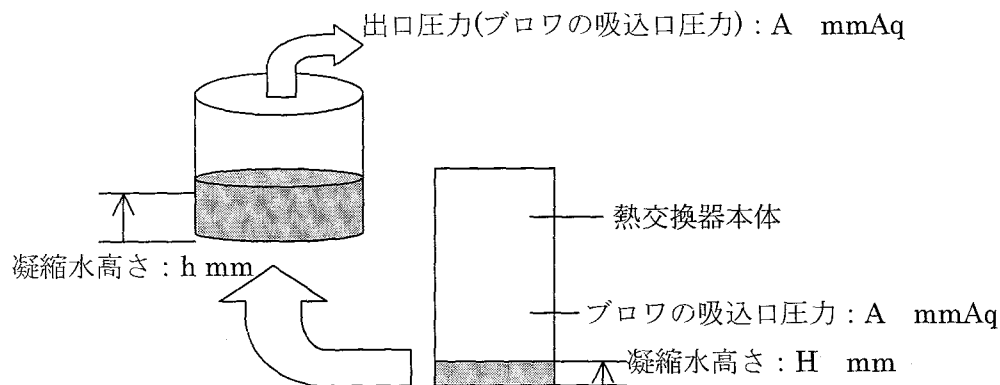


図 15. 圧力差による凝縮水回収への影響

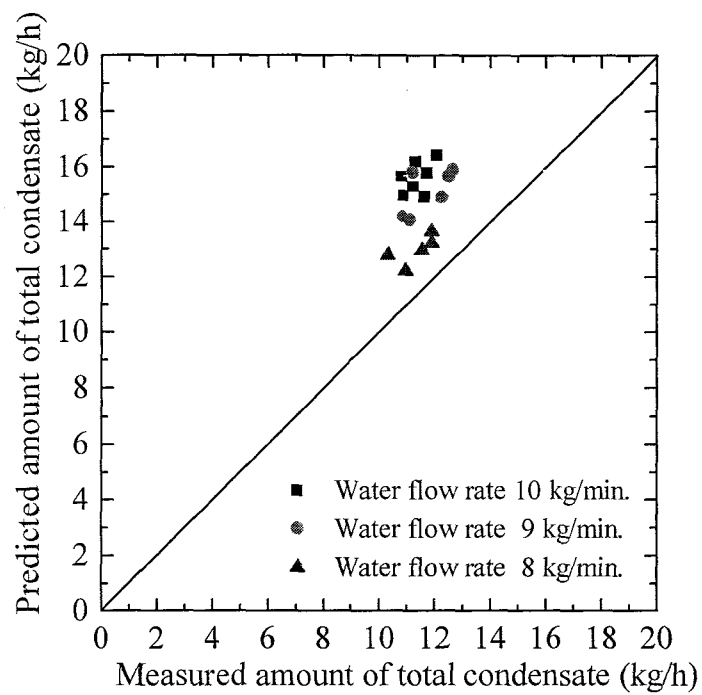


図 16. 凝縮水予測値と実験値の比較

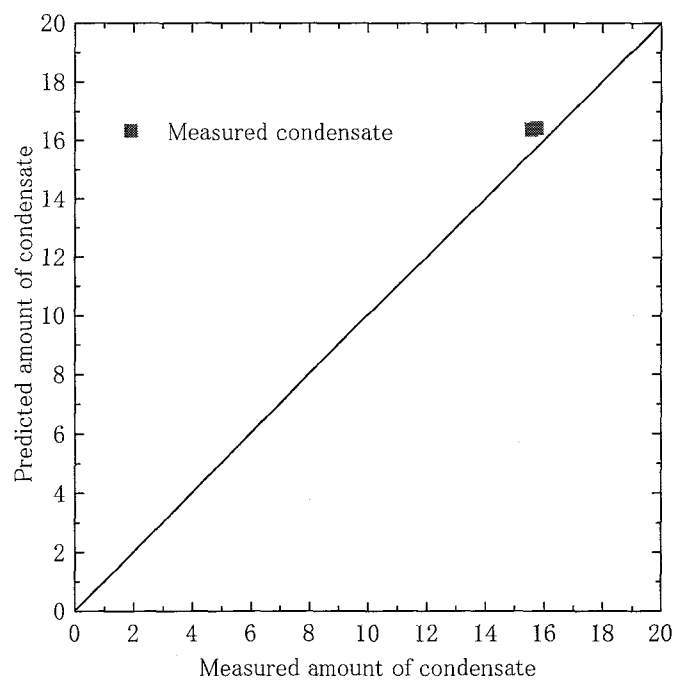


図 17. 凝縮水予測値と実験値の比較 (真空ポンプ使用)

凝縮水量を測定した後、温度を 25℃まで冷却して pH 値を測定した時のグラフを図 18 に示す。縦軸は凝縮水の pH で、横軸は凝縮水量の実験値である。図中の■は冷却水流量 10 kg/min、●は冷却水流量 9 kg/min、▲は冷却水流量 8 kg/min の時の値である。この図から pH は約 4 付近で安定している。これは排ガス中の Nox 濃度の影響と思われる。又、pH 値が 4 より高くなっているデータに関しては、実験を行う前に熱交換器内を洗浄したためこのような結果が得られたと考えている。

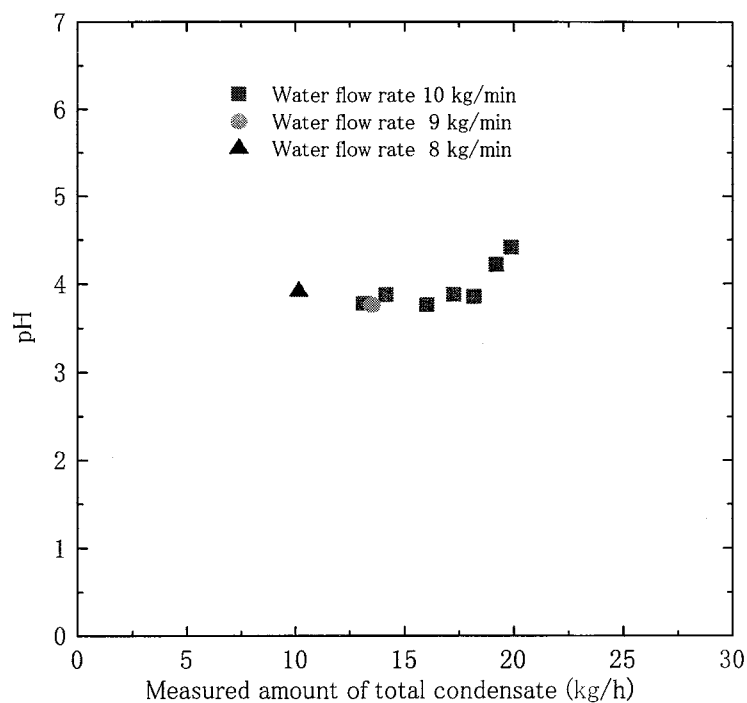


図 18. 凝縮水の pH

### 6-3. 圧力損失

熱交換器をできるだけ小型にしようとするれば、それに伴って伝熱面積が小さくなるため平均熱貫流率を大きくする必要がある。そのためには、フィンなどをつけることのほかに、流速を大きくすればよいが、流速を大きくすると、その流速の 2 乗に比例して圧力損失が増すから、そのかねあいが難しい。圧力損失の問題は、実際の熱交換器にあつては極めて重要な問題である。それは圧力損失が大きくなると、熱交換器を運転する所要動力が大きくなって、ランニングコストが大きくなると同時に、イニシャルコストも大きくからである。

表 4 は各実験における熱交換器各段の圧力差である。実験 1 は空気比 1.4, 給水流量 607kg/h、実験 2 は空気比 1.4, 給水流量 537kg/h、実験 3 は空気比 1.37, 給水流量 482kg/h、実験 4 は空気比 1.46, 給水流量 604kg/h であった。(表 2 参照)

表 4. 圧力損失計測値

	実験 1	実験 2	実験 3	実験 4
圧力差① (Top-5) (mmAq)	1	1	1	1
圧力差② (Top-9) (mmAq)	4	4	4	4
圧力差③ (Top-13) (mmAq)	5	5	5	6
圧力差④ (Top-17) (mmAq)	8	8	8	9
圧力差⑤ (Top-21) (mmAq)	10	10	10	12
圧力差⑥ (Top-25) (mmAq)	12	12	12	14
圧力差⑦ (Top-29) (mmAq)	14	14	14	16
圧力差⑧ (Top-33) (mmAq)	15	15	15	17
圧力差⑨ (Top-37) (mmAq)	17	17	17	19
圧力差⑩ (Top-Bottom) (mmAq)	19	19	19	21

図 19 は、各実験のガス側圧力損失の予測値と計測値を比較したグラフである。縦軸は差圧、横軸は段数となっている。図の中、実線は実験 1 の予測線、破線は実験 2 の予測線、一点鎖線は実験 3 の予測線、二点鎖線は実験 4 の予測線、プロットは各計測値である。圧力損失の実測値は予測値の約 1.24～1.35 倍であった。この図より各実験でも、段数が進むにつれて熱交換器入口からの圧力損失は増大し、特に 13 段以降は予測より高くなった。これは 13 段目で伝熱管外壁温度が飽和温度よりも低くなり、凝縮が始まったことに起因する。つまり露点温度以下になると伝熱管表面に水滴が付着し、膜状に広がることで摩擦損失の増加と、ガス流路面積の変化による形状抵抗の増加によるものと思われる。13 段までの圧力損失の実験値は予測値よりも低い、これは測定誤差と考えられる。

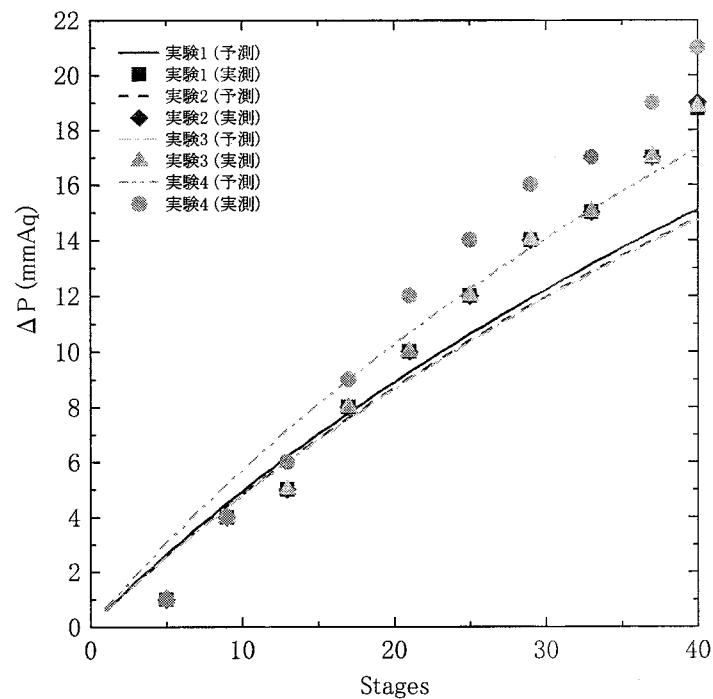


図 19. ガス側圧力損失予測値と実測値の比較

図 20 は各実験条件での液膜厚さである。縦軸は液膜厚さ、横軸は段数を表している。実線は実験 1、破線は実験 2、一点鎖線は実験 3、二点鎖線は実験 4 である。この図より、各実験は 10～13 段目で凝縮が発生している。これは、空気比及び給水流量を変化させた条件では、飽和温度が変化することを表している。

液膜が最も厚い実験 4 は、差圧の実測値も最も大きくなった。このことから先ほど述べた、液膜によって圧力損失が増加したという考えが正しいと確認した。

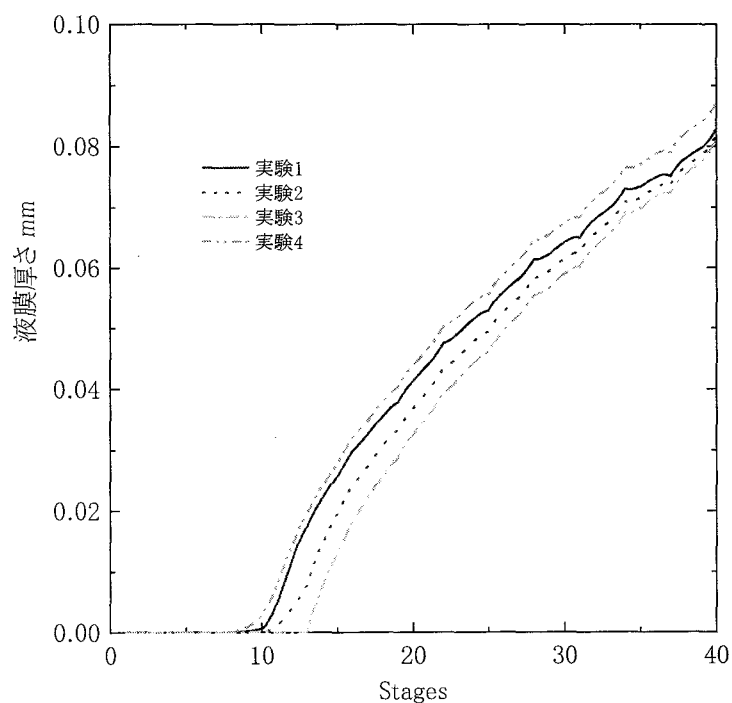


図 20. 液膜厚さ

#### 6-4. 回収熱量と凝縮熱量の割合

図 21 は冷却水流量と回収熱量の関係を示している。縦軸は燃料発熱量を 100%とした時の回収熱量及び凝縮熱の割合、横軸は各実験である。実験条件が変化しても、凝縮熱割合は 5~6%あたり、回収熱量割合は 15~17%あたりで安定している。

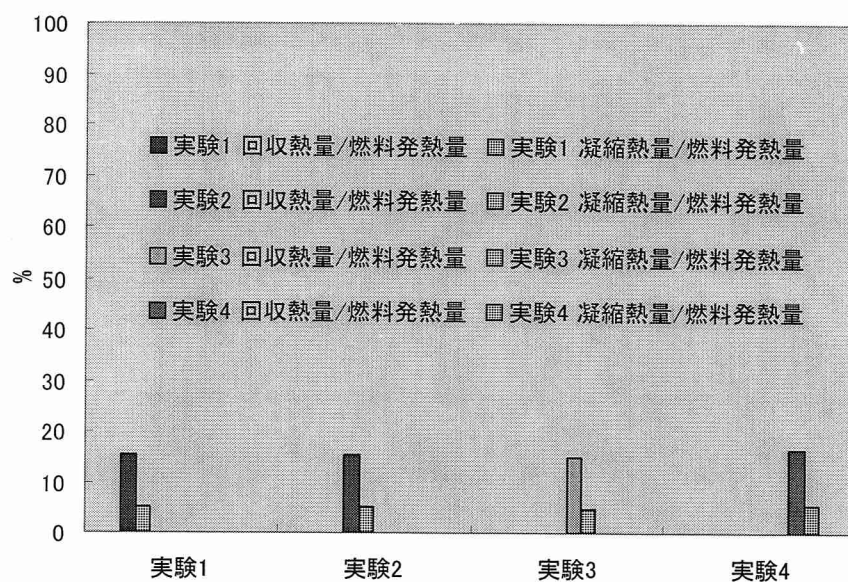


図 21. 回収熱量と凝縮熱量の割合



#### 6-5. 温度効率<sup>(4~6)</sup>

熱交換器を設置して実際に使用するとき、熱交換の度合いを熱力学第1法則の立場から、どの程度に効率よく第2媒体に伝達されたかを基準に、温度効率 (temperature efficiency)  $\eta$  を用いて交換器の性能判断の目安にする。向流型の場合、図 22 のように表される。この図より、熱交換は理論的には高温流体の温度は低温流体の入口温度まで下降でき、低温流体の入口温度は高温流体の入口温度まで上昇できる。

即ち温度効率とは両作動流体の最大温度差に対する片側作動流体の出入口温度差の比である。この値は熱交換器の型式や伝熱面積によって変化する。同一伝熱面積、同一熱容量比、同一熱通過率であれば、温度効率は向流型が最も高く並流型が最も低い。又、伝熱面積が大きくなればなるほど温度効率は 100% に近づく。

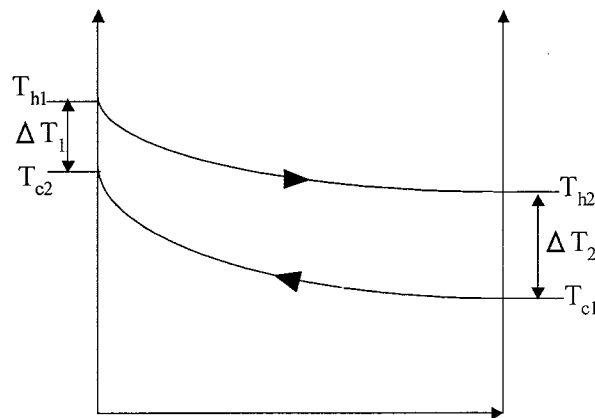


図 22. 向流型熱交換器の温度変化

高温側温度効率  $\eta_h$  及び低温側温度効率  $\eta_c$  は次のように定義される。

$$\eta_h = \frac{\text{実際の温度変化}}{\text{理想的な温度変化}} = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{h1} - T_{c1}}$$

$$\eta_c = \frac{\text{実際の温度変化}}{\text{理想的な温度変化}} = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}}$$

式の中、

$T_{h1}$ : 高温流体入口温度、 $T_{h2}$ : 高温流体出口温度、 $T_{c1}$ : 低温流体入口温度、 $T_{c2}$ : 低温流体出口温度

#### 6-5-1 実験 1 の温度効率

実験 1 の場合、 $T_{h1}=287$ ,  $T_{h2}=57$ ,  $T_{c1}=20$ ,  $T_{c2}=67$  として各温度効率の計算を行った。

$$\eta_h = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{h1} - T_{c1}} = \frac{287 - 57}{287 - 20} = 0.8614 = 86.14\%$$

$$\eta_c = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}} = \frac{67 - 20}{287 - 20} = 0.176 = 17.6\%$$

#### 6-5-2 実験 2 の温度効率

実験 2 の場合、 $T_{h1}=289$ ,  $T_{h2}=55$ ,  $T_{c1}=18$ ,  $T_{c2}=71$  として各温度効率の計算を行った。

$$\eta_h = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{h1} - T_{c1}} = \frac{289 - 55}{289 - 18} = 0.8634 = 86.34\%$$

$$\eta_c = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}} = \frac{71 - 18}{289 - 18} = 0.1955 = 19.55\%$$

#### 6-5-3 実験 3 の温度効率

実験 3 の場合、 $T_{h1}=292$ ,  $T_{h2}=57$ ,  $T_{c1}=19$ ,  $T_{c2}=76$  として各温度効率の計算を行った。

$$\eta_h = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{h1} - T_{c1}} = \frac{292 - 57}{292 - 19} = 0.8608 = 86.08\%$$

$$\eta_c = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}} = \frac{76 - 19}{292 - 19} = 0.2088 = 20.88\%$$

#### 6-5-4 実験 4 の温度効率

実験 4 の場合、 $T_{h1}=290$ ,  $T_{h2}=54$ ,  $T_{c1}=16$ ,  $T_{c2}=67$  として各温度効率の計算を行った。

$$\eta_h = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{h1} - T_{c1}} = \frac{290 - 54}{290 - 16} = 0.8613 = 86.13\%$$

$$\eta_c = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}} = \frac{67 - 16}{290 - 16} = 0.1861 = 18.61\%$$

図 23,24 は計算結果である。縦軸は温度効率、横軸は各実験条件(表 2 参照)である。計算の結果、実験条件が異なる場合でも高温側の温度効率は約 86%、低温側の温度効率は約 19%と安定していた。一般に、裸管を用いた液-ガス熱交換器の経済的な温度効率は約 70%である。従来のものと比較すると、本実験で試作した熱交換器は約 1.2 倍程効率が向上している。

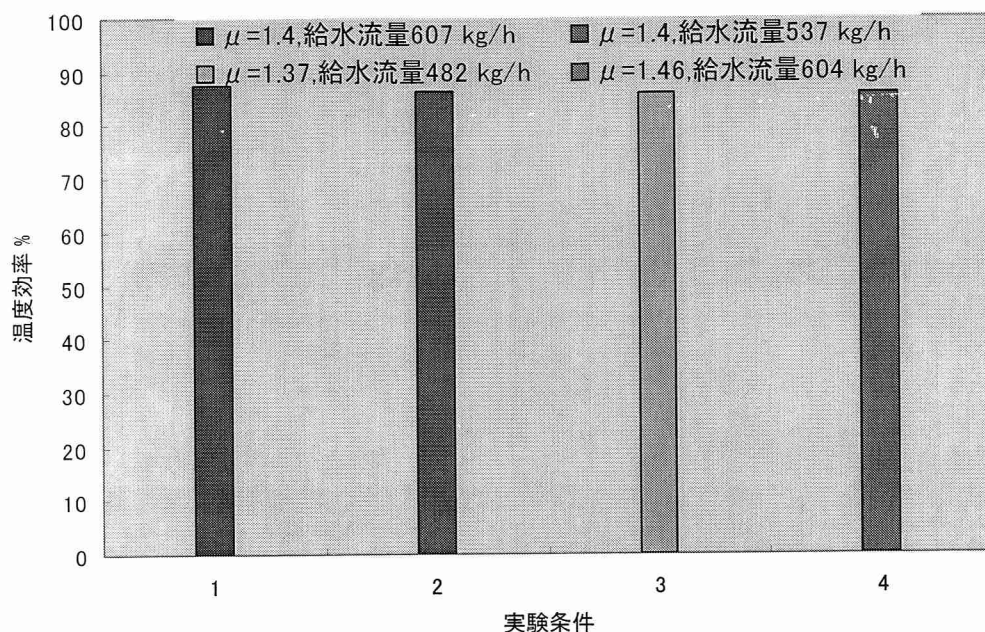


図 23. 高温側温度効率

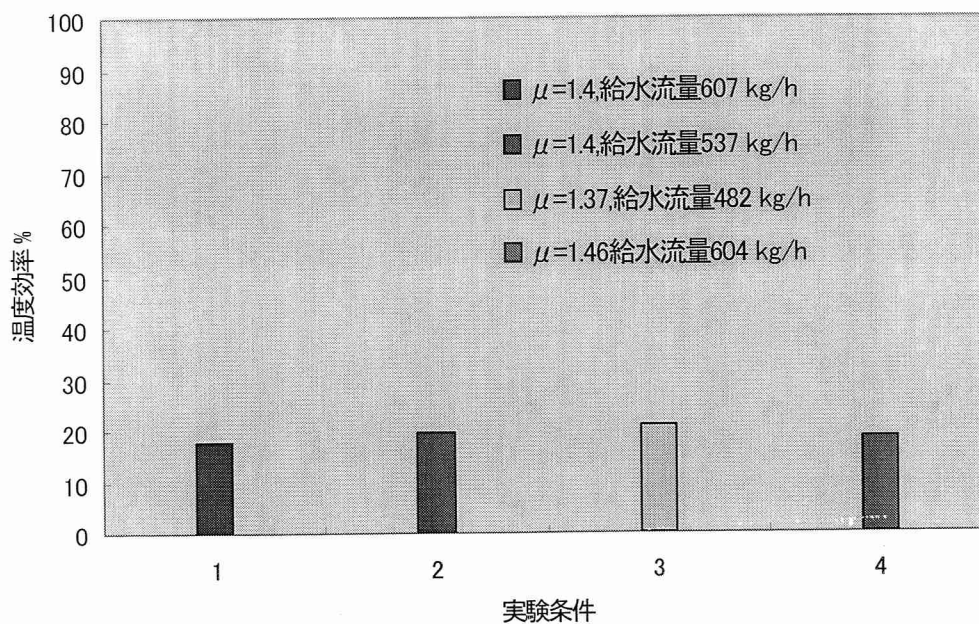


図 24. 低温側温度効率

#### 6-6. 熱通過率<sup>(2~4)</sup>

熱通過率を計算するにあたって、熱交換器で交換される熱量  $Q$  は高温側が失った熱量と低温側が得た熱量とが等しいことから、次の関係がある。

$$Q = W_h C_h (T_{h1} - T_{h2}) = W_c C_c (T_{c2} - T_{c1})$$

ここに、

$Q$ : 交換熱量 kW

$W$ : 質量流量 kg/s

$C$ : 流体の定圧比熱 kJ/kg·K

$T$ : 流体温度 °C

添字 h: 高温流体

c: 低温流体

1: 熱交換器入口

2: 熱交換器出口

上式を用いて交換熱量  $Q$  を求めた。

並流型及び向流型熱交換器内では、高温流体と低温流体の温度差は一定ではなく、場所によって異なっている。このため、二流体間で熱交換を行う際の伝熱量は、対数平均温度差  $\Delta T_m$  を用いて一般に次式で表される。

$$Q = K \Delta T_m A$$

$Q$ : 熱通過による伝熱量

$K$ : 熱通過率

$\Delta T_m$ : 対数平均温度差

$A$ : 伝熱面積

対数平均温度差  $\Delta T_m$  は次式に示す。

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

式の中、

$\Delta T_1$ : 高温流体入口温度と低温流体出口温度との温度差 (図 22 参照)

$\Delta T_2$ : 高温流体出口温度と低温流体入口温度との温度差 (図 22 参照)

以上の式を使用して各実験の熱通過率を求めた。

#### 6-6-1 実験 1 の熱通過率

実験 1 の場合、排ガスの失った熱量  $Q_h$  と冷却水が得た熱量  $Q_c$  が等しいとして、比熱を用いた等式で表した。

$T_{c1}=20, T_{c2}=67, W_c=607\text{kg/h}, C_c=4.18\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$  として計算を行った。

$$\begin{aligned} Q_h &= Q_c = Q \\ Q &= W_h C_h (T_{h1} - T_{h2}) = W_c C_c (T_{c2} - T_{c1}) \\ \therefore Q &= W_c C_c (T_{c2} - T_{c1}) \\ Q &= (607/3600) \times 4.18 \times (67 - 20) = 33.13 \text{ kW} \end{aligned}$$

次に、熱通過率  $K$  を用いた式を利用する。まず、対数平均温度差  $\Delta T_m$  を計算する。

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{[(273.15 + 287) - (273.15 + 67)] - [(273.15 + 57) - (273.15 + 20)]}{\ln \frac{[(273.15 + 287) - (273.15 + 67)]}{[(273.15 + 57) - (273.15 + 20)]}} = 98.5\text{K}$$

求めた対数平均温度差  $\Delta T_m$ 、 $Q$  を次式に代入する。伝熱面積  $A$  は  $2.51\text{m}^2$  とする。

$$\begin{aligned} Q &= K \Delta T_m A \\ \therefore K &= Q / \Delta T_m A \\ K &= 33.13 / (98.5 \times 2.51) = 0.134 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

#### 6-6-2 実験 2 の熱通過率

実験 2 の場合、 $T_{c1}=18, T_{c2}=71, W_c=537\text{kg/h}, C_c=4.18\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$  として計算を行った。

$$Q = (537/3600) \times 4.18 \times (71 - 18) = 33.05 \text{ kW}$$

次に、熱通過率  $K$  を用いた式を利用し、対数平均温度差  $\Delta T_m$  を計算する。

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{[(273.15 + 289) - (273.15 + 71)] - [(273.15 + 55) - (273.15 + 18)]}{\ln \frac{[(273.15 + 289) - (273.15 + 71)]}{[(273.15 + 55) - (273.15 + 18)]}} = 102.6\text{K}$$

求めた対数平均温度差  $\Delta T_m$ 、 $Q$  を次式に代入する。伝熱面積  $A$  は  $2.51\text{m}^2$  とする。

$$\begin{aligned} Q &= K \Delta T_m A \\ \therefore K &= Q / \Delta T_m A \\ K &= 33.05 / (102.6 \times 2.51) = 0.128 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

### 6-6-3 実験 3 の熱通過率

実験 3 の場合、 $T_{c1}=19$ ,  $T_{c2}=76$ ,  $W_c=482\text{kg/h}$ ,  $C_c=4.18\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$  として計算を行った。

$$Q=(482/3600)\times 4.18\times (76-19)=31.9\text{ kW}$$

次に、熱通過率  $K$  を用いた式を利用し、対数平均温度差  $\Delta T_m$  を計算する。

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{[(273.15 + 292) - (273.15 + 76)] - [(273.15 + 57) - (273.15 + 19)]}{\ln \frac{[(273.15 + 292) - (273.15 + 76)]}{[(273.15 + 57) - (273.15 + 19)]}} = 102.4\text{K}$$

求めた対数平均温度差  $\Delta T_m$ 、 $Q$  を次式に代入する。伝熱面積  $A$  は  $2.51\text{m}^2$  とする。

$$Q=K\Delta T_m A$$

$$\therefore K=Q/\Delta T_m A$$

$$K=31.9/(102.4\times 2.51)=0.124\text{ kW/m}^2\cdot\text{K}$$

### 6-6-4 実験 4 の熱通過率

実験 4 の場合、 $T_{c1}=16$ ,  $T_{c2}=67$ ,  $W_c=604\text{kg/h}$ ,  $C_c=4.18\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$  として計算を行った。

$$Q=(604/3600)\times 4.18\times (67-16)=35.77\text{ kW}$$

次に、熱通過率  $K$  を用いた式を利用し、対数平均温度差  $\Delta T_m$  を計算する。

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{[(273.15 + 290) - (273.15 + 67)] - [(273.15 + 54) - (273.15 + 16)]}{\ln \frac{[(273.15 + 290) - (273.15 + 67)]}{[(273.15 + 54) - (273.15 + 16)]}} = 105.1\text{K}$$

求めた対数平均温度差  $\Delta T_m$ 、 $Q$  を次式に代入する。伝熱面積  $A$  は  $2.51\text{m}^2$  とする。

$$Q=K\Delta T_m A$$

$$\therefore K=Q/\Delta T_m A$$

$$K=35.77/(105.1\times 2.51)=0.136\text{ kW/m}^2\cdot\text{K}$$

実験 1 から実験 4 の熱通過率を図 25 に示す。縦軸は熱通過率、横軸は各実験である。この図より、給水流量が多くなると熱通過率は高くなる傾向にある。これは、管内を流れる冷却水の流速が上がることによる熱伝達率の上昇、及び壁温の低下による凝縮熱伝達の上昇によるためである。

一般に、ガス-液熱交換器の熱通過率は  $12\sim60\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  とされている。本熱交換器の場合、熱通過率は  $124\sim136\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  であった。これは、一般的なものと比較して約 2~10 倍熱が伝わりやすいことを表している。

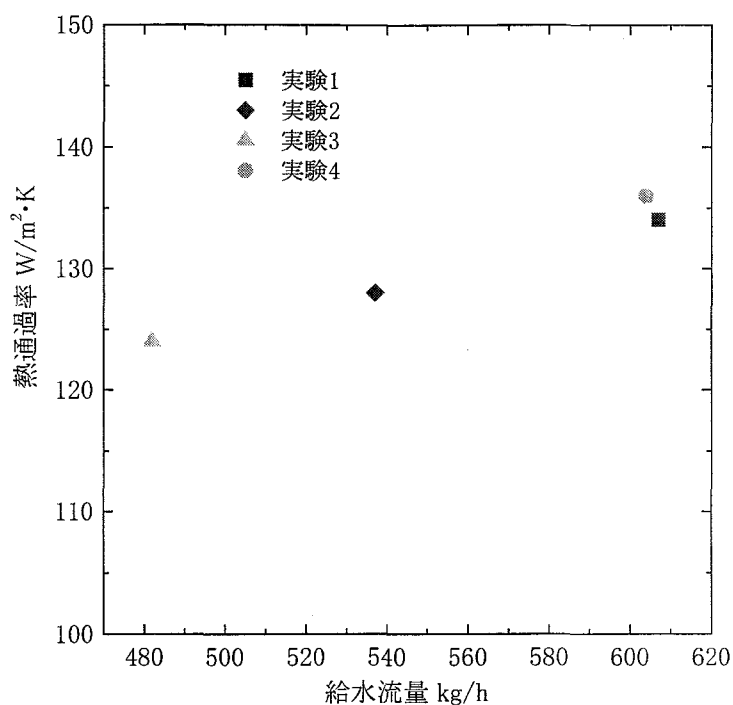


図 25. 熱通過率

熱通過率を求める際に使用した交換熱量を用いて、回収熱量の予測値との比較図を図 26 に示す。縦軸は予測値、横軸は実験結果より求めた値である。図より実験結果のほうが予測値若干高めである。これは、水温が正確に合わせていないためと思われる。予測値と実験値の誤差は約 1.05 倍であった。

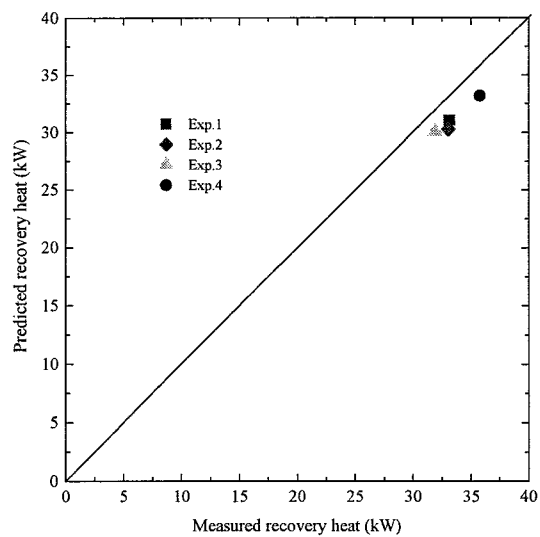


図 26. 回収熱量



### 6-7. エクセルギー的評価

熱交換器の性能を表示する方法として、2次媒体に伝達された熱エネルギーの量がどの程度に低減されたかを表す熱力学第2法則に着目した評価が必要である。高温媒体の放出するエクセルギー量  $e_h$  に対する2次媒体の得るエクセルギー量  $e_c$  の割合として、エクセルギー効率  $\phi$  <sup>(8,9)</sup> を以下のように定義した。

$$\phi = \frac{e_c}{e_h}$$

$$e_c = W_c(T_{c2} - T_{c1}) - W_c \cdot T_o \ln \frac{T_{c2}}{T_{c1}}$$

$$e_h = W_h(T_{h2} - T_{h1}) - W_h \cdot T_o \ln \frac{T_{h2}}{T_{h1}}$$

ここで、

$W$ : 熱容量流量 (=WC)

$W$ : 流量

$C$ : 比熱

$T$ : 温度

添え字は、

c: 低温側 (二次媒体)

h: 高温側 (高温媒体)

1: 入口側

2: 出口側

o: 大気

上式を使用して、各実験のエクセルギー効率を求めた。

#### 6-7-1 実験1のエクセルギー効率

比熱を用いた式を利用し、 $T_{h1}=287^\circ\text{C}$ ,  $T_{h2}=57^\circ\text{C}$ ,  $T_{c1}=20^\circ\text{C}$ ,  $T_{c2}=67^\circ\text{C}$ ,  $W_c=607\text{kg/h}$ ,  $C_c=4.18\text{kJ}\cdot\text{K}^{-1}$  とし、 $W_h$ ,  $W_c$  を求めた。

$$W_c = W_c C_c = (607/3600) \times 4.18 = 0.705 \text{ kW/K}$$

$$Q = W_h C_h (T_{h1} - T_{h2}) = W_c C_c (T_{c2} - T_{c1})$$

$$Q = 0.705 \times (67 - 20) = 33.13 \text{ kW}$$

$$33.13 = W_h (287 - 57)$$

$$\therefore W_h = 0.144 \text{ kW/K}$$

ガス側及び水側のエクセルギーを求める。 $T_o=21^\circ\text{C}$ とする。

ガス側エクセルギー  $e_h$

$$\begin{aligned}
e_h &= W_h(T_{h2}-T_{h1})-W_h \cdot T_o \ln \frac{T_{h2}}{T_{h1}} \\
&= 0.144 \times (273.15+57-273.15+288)-0.144 \times (273.15+21) \ln \frac{273.15+57}{273.15+288} \\
&= -10.8 \text{ kW}
\end{aligned}$$

水側エクセルギー $e_c$

$$\begin{aligned}
e_c &= W_c(T_{c2}-T_{c1})-W_c \cdot T_o \ln \frac{T_{c2}}{T_{c1}} \\
&= 0.705 \times (273.15+67-273.15+20)-0.705 \times (273.15+21) \times \ln \frac{(273.15+67)}{(273.15+20)} \\
&= 2.3 \text{ kW}
\end{aligned}$$

ガス側エクセルギー $e_h$ 及び水側エクセルギー $e_c$ より、エクセルギー効率 $\phi$ を計算する。

$$\phi = \frac{e_c}{e_h} = \frac{2.3}{10.8} = 0.213 = 21.3\%$$

#### 6-7-2 実験2のエクセルギー効率

比熱を用いた式を利用し、 $T_{h1}=289^\circ\text{C}$ ,  $T_{h2}=55^\circ\text{C}$ ,  $T_{c1}=18^\circ\text{C}$ ,  $T_{c2}=71^\circ\text{C}$ ,  $W_c=537\text{kg/h}$ ,  $C_c=4.18\text{kJ}\cdot\text{K}^{-1}$ とし  $W_h, W_c$  を求めた。

$$W_c = W_c C_c = (537/3600) \times 4.18 = 0.624 \text{ kW/K}$$

$$Q = W_h C_h (T_{h1} - T_{h2}) = W_c C_c (T_{c2} - T_{c1})$$

$$Q = 0.624 \times (71 - 18) = 33.05 \text{ kW}$$

$$33.05 = W_h (289 - 55)$$

$$\therefore W_h = 0.141 \text{ kW/K}$$

ガス側及び水側のエクセルギーを求める。 $T_o=18^\circ\text{C}$ とする。

ガス側エクセルギー $e_h$

$$\begin{aligned}
e_h &= W_h(T_{h2}-T_{h1})-W_h \cdot T_o \ln \frac{T_{h2}}{T_{h1}} \\
&= 0.141 \times (273.15+55-273.15+289)-0.141 \times (273.15+18) \ln \frac{273.15+55}{273.15+289} \\
&= -10.97 \text{ kW}
\end{aligned}$$

水側エクセルギー $e_c$

$$\begin{aligned}
e_c &= W_c(T_{c2} - T_{c1}) - W_c \cdot T_o \ln \frac{T_{c2}}{T_{c1}} \\
&= 0.624 \times (273.15 + 71 - 273.15 + 18) - 0.624 \times (273.15 + 18) \times \ln \frac{(273.15 + 71)}{(273.15 + 18)} \\
&= 2.69 \text{ kW}
\end{aligned}$$

ガス側エクセルギー $e_h$ 及び水側エクセルギー $e_c$ より、エクセルギー効率 $\phi$ を計算する。

$$\phi = \frac{e_c}{e_h} = \frac{2.69}{10.97} = 0.2452 = 24.52\%$$

### 6—7—3 実験3のエクセルギー効率

比熱を用いた式を利用し、 $T_{h1}=292^\circ\text{C}$ ,  $T_{h2}=57^\circ\text{C}$ ,  $T_{c1}=19^\circ\text{C}$ ,  $T_{c2}=76^\circ\text{C}$ ,  $W_c=482\text{kg/h}$ ,  $C_c=4.18\text{kJ}\cdot\text{K}$ とし、 $W_h$ ,  $W_c$ を求めた。

$$W_c = W_c C_c = (482/3600) \times 4.18 = 0.560 \text{ kW/K}$$

$$Q = W_h C_h (T_{h1} - T_{h2}) = W_c C_c (T_{c2} - T_{c1})$$

$$Q = 0.560 \times (76 - 19) = 31.9 \text{ kW}$$

$$31.9 = W_h (292 - 57)$$

$$\therefore W_h = 0.136 \text{ kW/K}$$

ガス側及び水側のエクセルギーを求める。 $T_o=19^\circ\text{C}$ とする。

ガス側エクセルギー $e_h$

$$\begin{aligned}
e_h &= W_h(T_{h2} - T_{h1}) - W_h \cdot T_o \ln \frac{T_{h2}}{T_{h1}} \\
&= 0.136 \times (273.15 + 57 - 273.15 + 292) - 0.136 \times (273.15 + 19) \ln \frac{273.15 + 57}{273.15 + 292} \\
&= -10.6 \text{ kW}
\end{aligned}$$

水側エクセルギー $e_c$

$$\begin{aligned}
e_c &= W_c(T_{c2} - T_{c1}) - W_c \cdot T_o \ln \frac{T_{c2}}{T_{c1}} \\
&= 0.560 \times (273.15 + 76 - 273.15 + 19) - 0.560 \times (273.15 + 19) \times \ln \frac{(273.15 + 76)}{(273.15 + 19)} \\
&= 2.76 \text{ kW}
\end{aligned}$$

ガス側エクセルギー $e_h$ 及び水側エクセルギー $e_c$ より、エクセルギー効率 $\phi$ を計算する。

$$\phi = \frac{e_c}{e_h} = \frac{2.76}{10.6} = 0.2604 = 26.04\%$$

#### 6—7—4 実験4のエクセルギー効率

比熱を用いた式を利用し、 $T_{h1}=290^{\circ}\text{C}$ 、 $T_{h2}=54^{\circ}\text{C}$ 、 $T_{c1}=16^{\circ}\text{C}$ 、 $T_{c2}=67^{\circ}\text{C}$ 、 $W_c=604\text{kg/h}$ 、 $C_c=4.18\text{kJ}/^{\circ}\text{C}$  とし、 $W_h$ 、 $W_c$  を求めた。

$$W_c = W_c C_c = (604/3600) \times 4.18 = 0.701 \text{ kW/K}$$

$$Q = W_h C_h (T_{h1} - T_{h2}) = W_c C_c (T_{c2} - T_{c1})$$

$$Q = 0.701 \times (67 - 16) = 35.77 \text{ kW}$$

$$35.77 = W_h (290 - 54)$$

$$\therefore W_h = 0.152 \text{ kW/K}$$

ガス側及び水側のエクセルギーを求める。 $T_o=13^{\circ}\text{C}$ とする。

ガス側エクセルギー $e_h$

$$\begin{aligned} e_h &= W_h (T_{h2} - T_{h1}) - W_h \cdot T_o \ln \frac{T_{h2}}{T_{h1}} \\ &= 0.152 \times (273.15 + 54 - 273.15 + 290) - 0.152 \times (273.15 + 13) \ln \frac{273.15 + 54}{273.15 + 290} \\ &= -12.25 \text{ kW} \end{aligned}$$

水側エクセルギー $e_c$

$$\begin{aligned} e_c &= W_c (T_{c2} - T_{c1}) - W_c \cdot T_o \ln \frac{T_{c2}}{T_{c1}} \\ &= 0.701 \times (273.15 + 67 - 273.15 + 16) - 0.701 \times (273.15 + 13) \times \ln \frac{(273.15 + 67)}{(273.15 + 16)} \\ &= 3.17 \text{ kW} \end{aligned}$$

ガス側エクセルギー $e_h$ 及び水側エクセルギー $e_c$ より、エクセルギー効率 $\phi$ を計算する。

$$\phi = \frac{e_c}{e_h} = \frac{3.17}{12.25} = 0.2588 = 25.88\%$$

各実験の計算結果を図 27 に示す。縦軸は熱エネルギーを 100%とした場合の有効エネルギー及び無効エネルギーの割合、横軸は実験番号である。本熱交換器のエクセルギー効率は、約 21～26%であった。つまり、機械仕事に変換できるエネルギーは、排ガスの持つ熱エネルギーのうち約 4 分の 1 程度である。逆にいえば、4 分の 3 以上の熱を回収できたと考えられる。

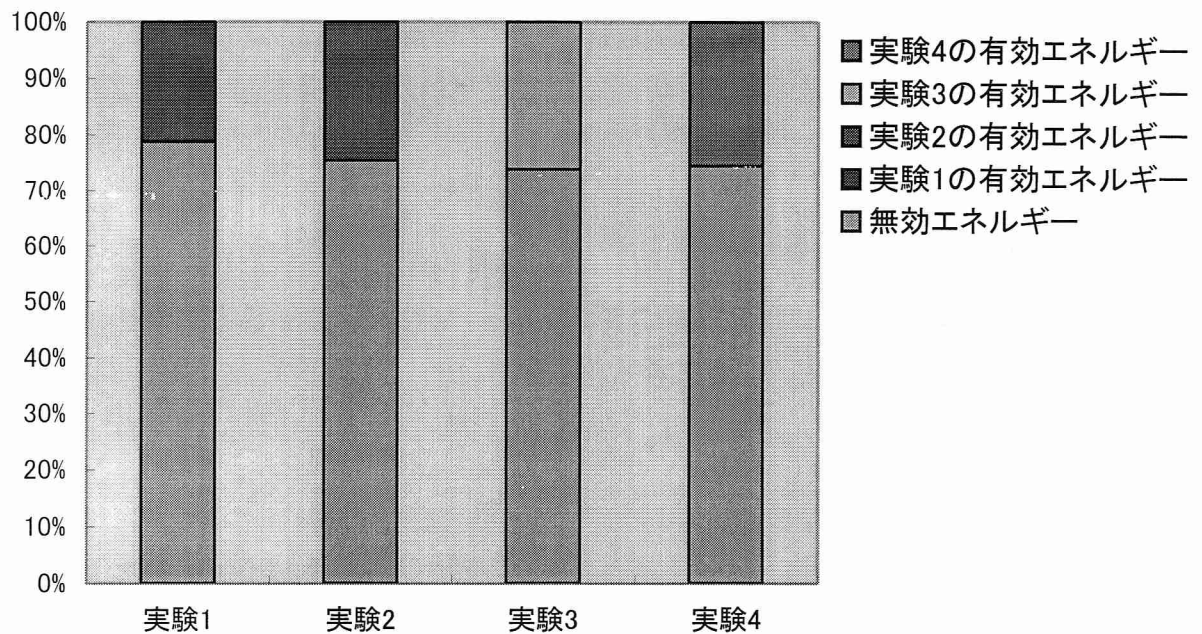


図 27. エクセルギー効率

## 7. 結論

1. 裸管の細管式潜熱回収熱交換器と従来のフィン管式熱交換器を比較してみると、潜熱回収を行う場合、裸管を使用した潜熱回収熱交換器が、従来のフィン管式熱交換器に比べて小型軽量となることが分かった。この結果から裸管の細管を使用した潜熱回収熱交換器を実際に試作した。また、裸管を用いた場合、管径が小さくなるにつれて、この傾向は顕著になった。
2. 実排ガスをを用いた本実験の排ガス温度分布及び冷却水温度分布の実験結果は、予測とよく一致した。
3. 熱交換器内で生成された凝縮水の実験値と予測値を比較したところ、予測値の方が実験値を上回っていた。これは、熱交換器内の圧力が低いため完全に回収できなかったものと思われる。真空ポンプを用いて実験を行ったところ、予測値と実験値はほぼ一致した。
4. 凝縮水の pH 値は約 4 で安定していた。これは酸性を示しており腐食する恐れがあるが、本実験で用いた熱交換器では腐食した所は見られなかった。ボイラ給水は弱アルカリ性<sup>(10)</sup>(10~11)であることが求められるため、ボイラ給水として利用するためには濃度を中和する必要がある。その方法として例えば、凝縮水を多く回収して濃度を薄める他、伝熱管表面をアルカリ性の塗料で塗装し、そのアルカリ成分が凝縮水に浸透するような表面処理を行うこと等が考えられる。また、給水として使用するためには pH 濃度を上げる他に、凝縮水中に含まれる成分を調べる必要がある。その他の利用方法としては、下水として使用することが考えられる。
5. 本実験で作成した熱交換器内の圧力損失を計測したところ、伝熱管外壁が飽和温度以下になると、予測値を上回った。これは伝熱管外壁で凝縮が始まり膜状に広がって、摩擦が増大したためと思われる。
6. 冷却水流量及び空気比を変化させた場合、回収した熱量の割合はボイラの燃料発熱量の約 16%、温度効率は各実験条件でも約 86%でよく安定していた。本熱交換器の熱通過率は約 124~136 W/m<sup>2</sup>・K、エクセルギー効率は約 21~26%であった。

## 8. 謝辞

この研究を行うにあたって、ご多忙の仲、終始御指導下さいました蒸気動力研究室の刑部真弘教授、実験装置の製作や実験に御協力下さいました同研究室の伊東次衛先生、大学院の秦進氏、その他研究室の方々に感謝の意を表します。ありがとうございました。

そして、二年間共に学び、励ましあいながら過ごしました角本大樹君、中村友繁君、深田祐介君、大変お世話になりました。社会人になってもお互いそれぞれの道で頑張ります。お世話になった皆さんのこれからのご活躍を心よりお祈り申し上げます。

## 9. 参考文献及び参考図書

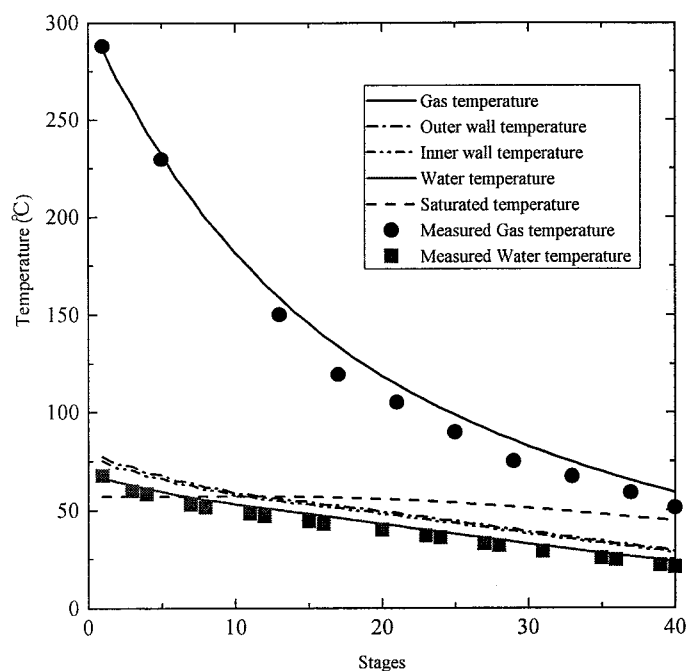
- (1) 刑部真弘, 凝縮形熱交換器設計支援コード, (1999), 1-11
- (2) 刑部真弘他 3 名, 機論 B, 66-649, (2000), 2471-2477
- (3) 藤井哲他 2 名, 冷凍, 52(602), (1977), 1059-1068
- (4) 図解 伝熱工学の学び方 西川 兼康, 北山 直方, オーム社
- (5) コンパクト熱交換器 瀬下裕, 藤井雅雄 日刊工業
- (6) 伝熱工学の基礎 吉田 駿, 理工学社
- (7) 伝熱工学 西川 兼康 理工学社
- (8) 熱・流体のエネルギー変換工学 花岡 裕, 森北出版株式会社
- (9) 工業熱力学 第2版 斎藤 孟, 小泉 睦夫, 共立出版株式会社
- (10) ターボ動力工学 刑部真弘, 海文堂



## 10. 付録

### 10-1. 実験 1 (冷却水流量 10 kg/min、空気比 1.38~1.43)

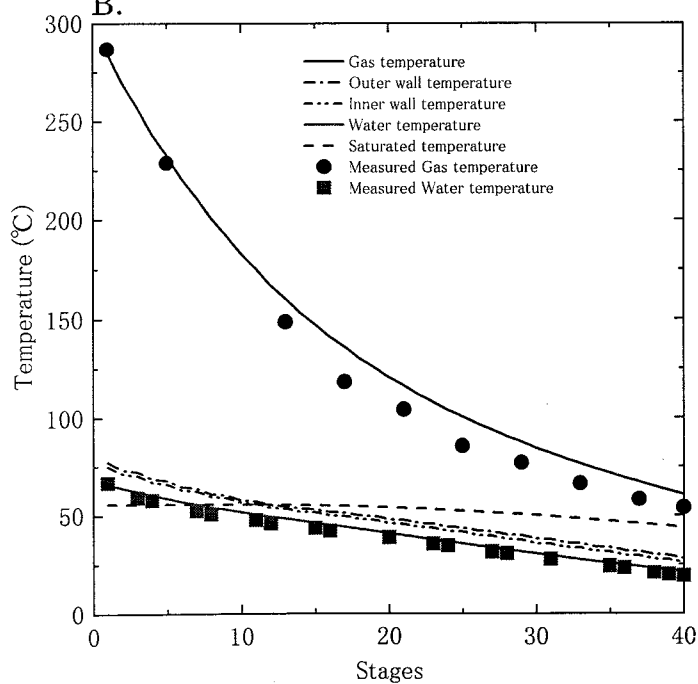
A.



予測値と実験結果の比較：

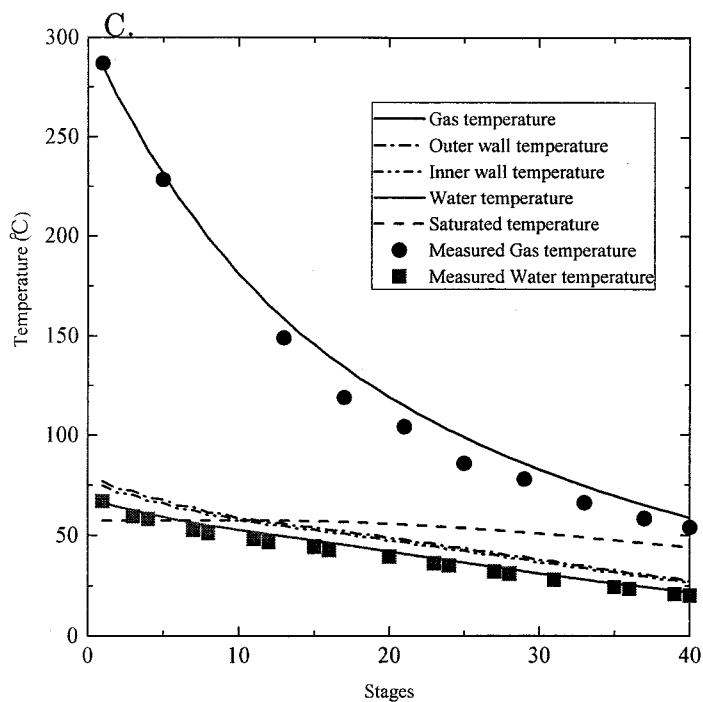
空気 (酸素) 比	1.40
乾きガス $m_N^3/h$	178.12
H2O mass	0.11
H2O vol	0.17
ガス入口速度 m/s	6.46
水出口速度 m/s	0.36
凝縮水量 kg/h	15.78
白煙+凝縮水量 kg/h	15.78
凝縮熱量 kW	10.43
回収熱量 kW	30.72
低位発熱量 $kJ/m_N^3$	45444.29
燃料発熱量 kW	199.95

B.



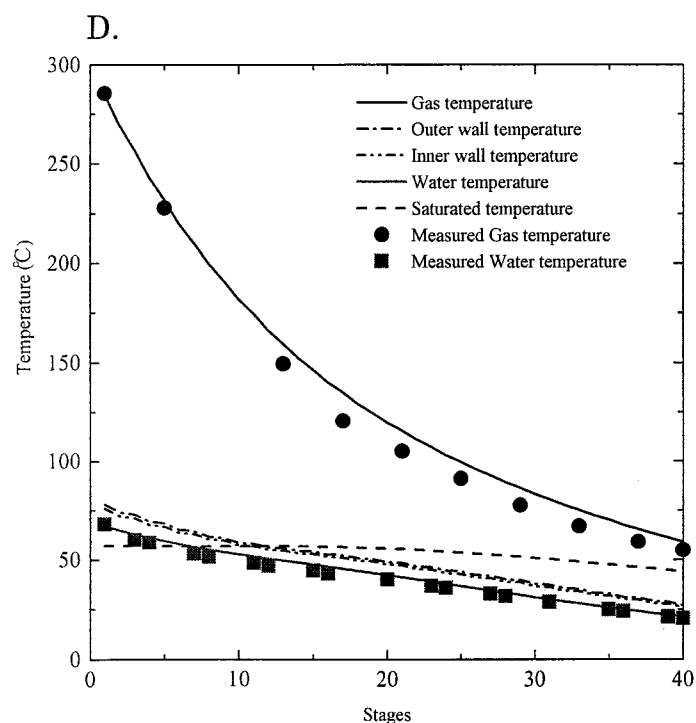
予測値と実験結果の比較

空気 (酸素) 比	1.43
乾きガス $m_N^3/h$	182.02
H2O mass	0.11
H2O vol	0.17
ガス入口速度 m/s	6.57
水出口速度 m/s	0.37
凝縮水量 kg/h	15.96
白煙+凝縮水量 kg/h	15.96
凝縮熱量 kW	10.55
回収熱量 kW	30.96
低位発熱量 $kJ/m_N^3$	45444.29
燃料発熱量 kW	201.47



空気（酸素）比	1.38
乾きガス $m_N^3/h$	182.72
H2O mass	0.11
H2O vol	0.17
ガス入口速度 m/s	6.60
水出口速度 m/s	0.37
凝縮水量 kg/h	16.98
白煙＋凝縮水量 kg/h	16.98
凝縮熱量 kW	11.22
回収熱量 kW	31.80
低位発熱量 $kJ/m_N^3$	45444.29
燃料発熱量 kW	201.47

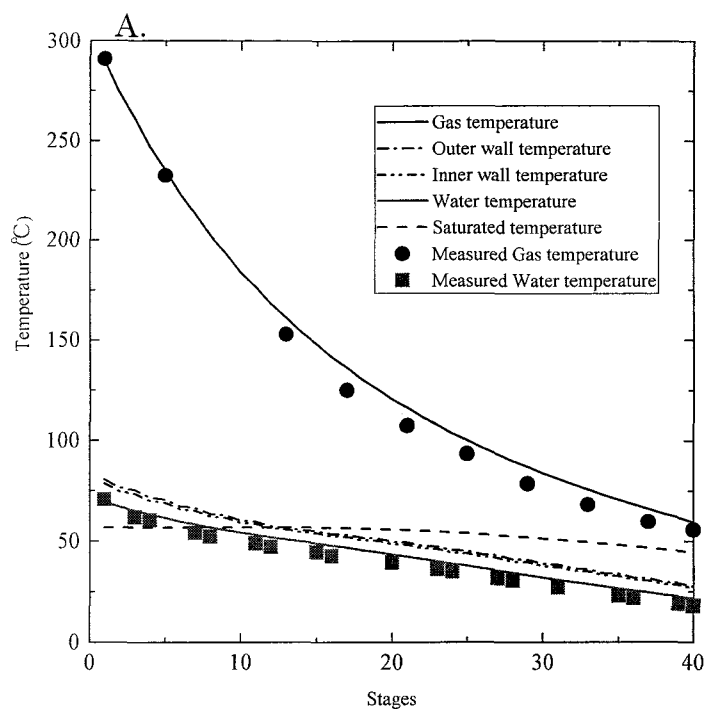
予測値と実験結果の比較：



空気（酸素）比	1.41
乾きガス $m_N^3/h$	185.65
H2O mass	0.11
H2O vol	0.17
ガス入口速度 m/s	6.70
水出口速度 m/s	0.35
凝縮水量 kg/h	15.79
白煙＋凝縮水量 kg/h	15.79
凝縮熱量 kW	10.44
回収熱量 kW	31.22
低位発熱量 $kJ/m_N^3$	45444.29
燃料発熱量 kW	204.50

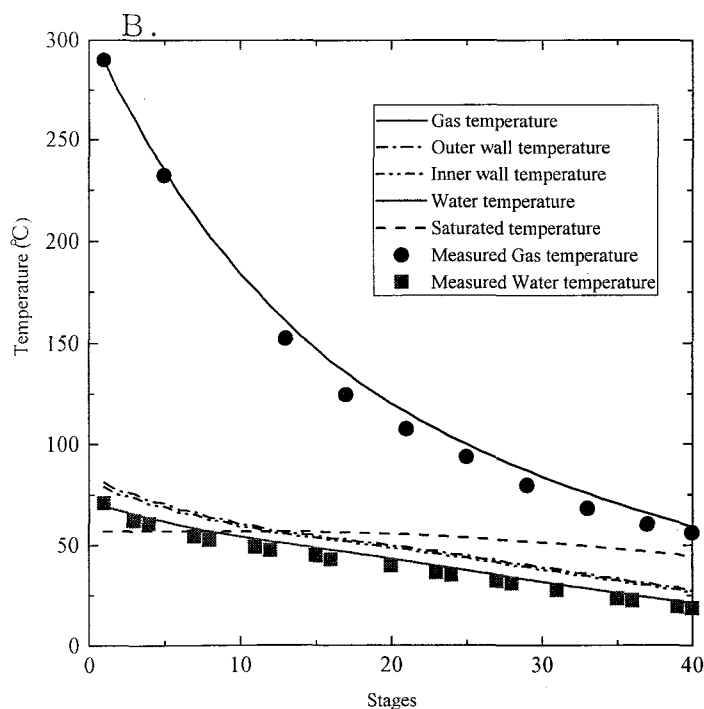
予測値と実験結果の比較：

10-2. 実験 2 (冷却水流量 9 kg/min、空気比 1.38~1.42)



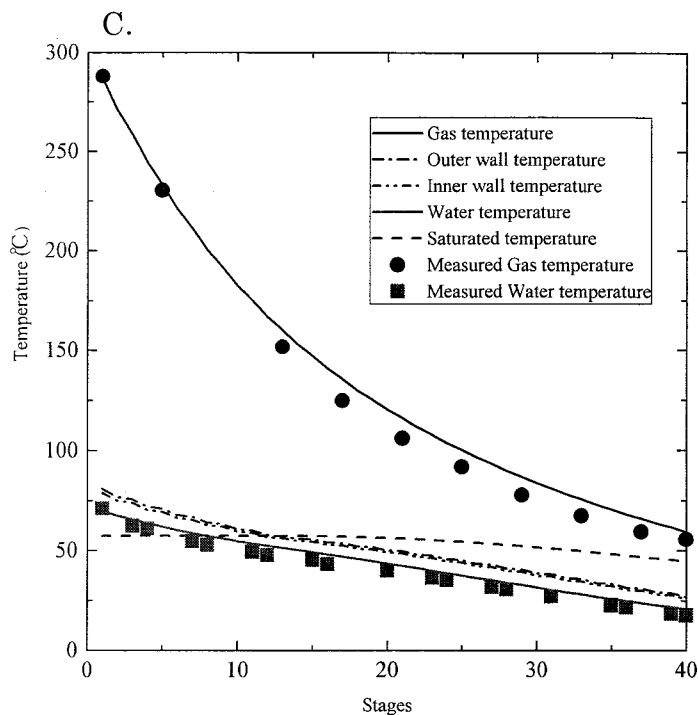
空気 (酸素) 比	1.41
乾きガス $m_N^3/h$	179.68
H2O mass	0.11
H2O vol	0.17
ガス入口速度 m/s	6.49
水出口速度 m/s	0.33
凝縮水量 kg/h	14.68
白煙+凝縮水量 kg/h	14.68
凝縮熱量 kW	9.70
回収熱量 kW	30.01
低位発熱量 $kJ/m_N^3$	45444.29
燃料発熱量 kW	199.95

予測値と実験結果の比較：



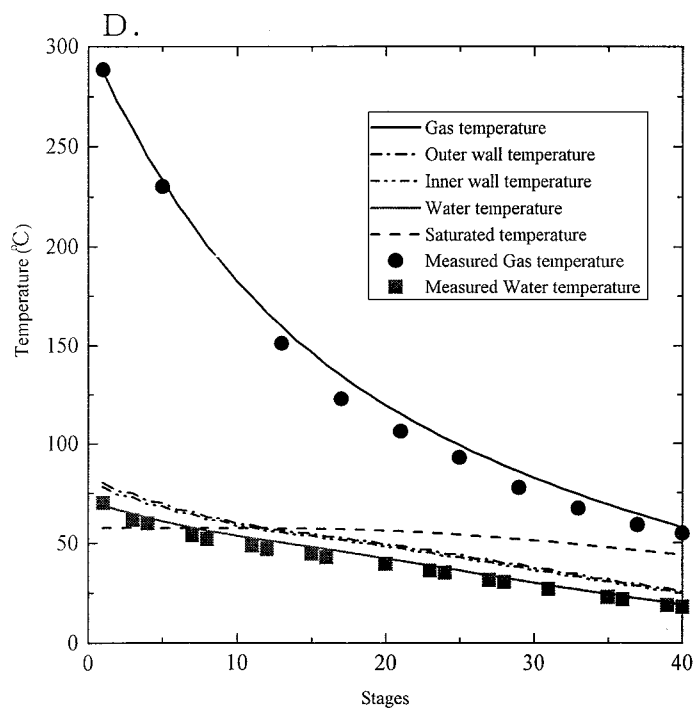
空気 (酸素) 比	1.42
乾きガス $m_N^3/h$	178.33
H2O mass	0.11
H2O vol	0.17
ガス入口速度 m/s	6.47
水出口速度 m/s	0.32
凝縮水量 kg/h	14.93
白煙+凝縮水量 kg/h	14.93
凝縮熱量 kW	9.87
回収熱量 kW	30.22
低位発熱量 $kJ/m_N^3$	45444.29
燃料発熱量 kW	199.95

予測値と実験結果の比較



予測値と実験結果の比較：

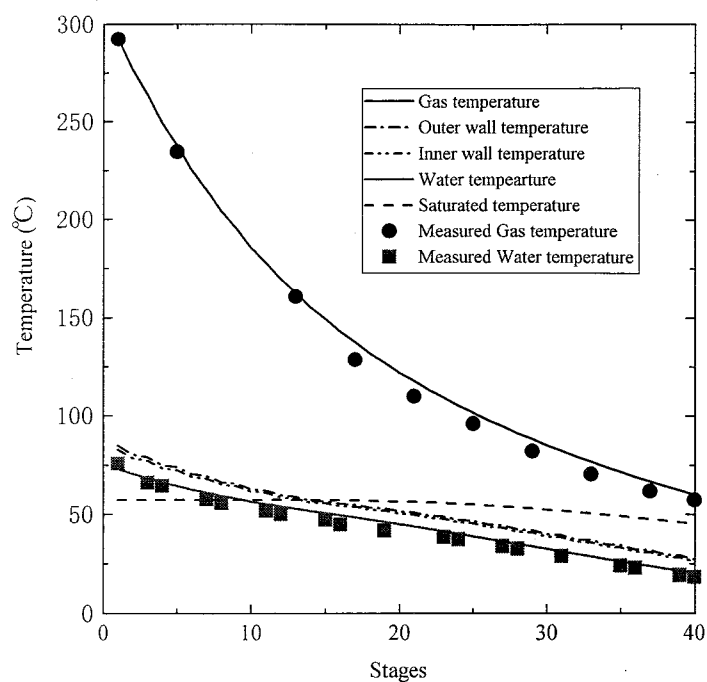
空気（酸素）比	1.41
乾きガス $m_N^3/h$	179.00
H2O mass	0.11
H2O vol	0.17
ガス入口速度 m/s	6.49
水出口速度 m/s	0.32
凝縮水量 kg/h	16.01
白煙＋凝縮水量 kg/h	16.01
凝縮熱量 kW	10.58
回収熱量 kW	30.92
低位発熱量 $kJ/m_N^3$	45444.29
燃料発熱量 kW	199.95



予測値と実験結果の比較：

空気（酸素）比	1.38
乾きガス $m_N^3/h$	174.42
H2O mass	0.11
H2O vol	0.18
ガス入口速度 m/s	6.33
水出口速度 m/s	0.32
凝縮水量 kg/h	15.66
白煙＋凝縮水量 kg/h	15.66
凝縮熱量 kW	10.34
回収熱量 kW	30.08
低位発熱量 $kJ/m_N^3$	45444.29
燃料発熱量 kW	200.71

E.

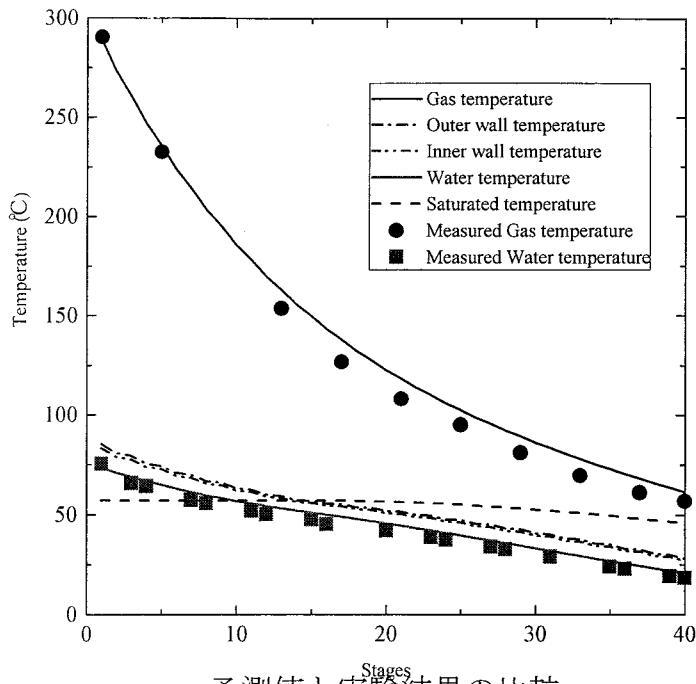


予測値と実験地の比較：

空気（酸素）比	1.38
乾きガス $m_N^3/h$	173.60
H2O mass	0.11
H2O vol	0.18
ガス入口速度 m/s	6.34
水出口速度 m/s	0.33
凝縮水量 kg/h	15.40
白煙＋凝縮水量 kg/h	15.40
凝縮熱量 kW	10.17
回収熱量 kW	30.09
低位発熱量 $kJ/m_N^3$	45444.29
燃料発熱量 kW	199.95

10-3. 実験 3 (冷却水流量 8 kg/min、空気比 1.36~1.39)

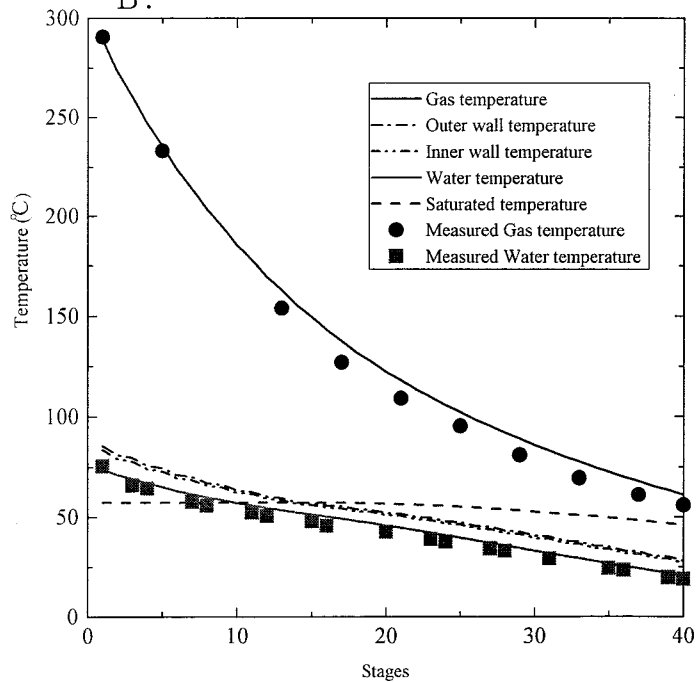
A.



予測値と実験結果の比較：

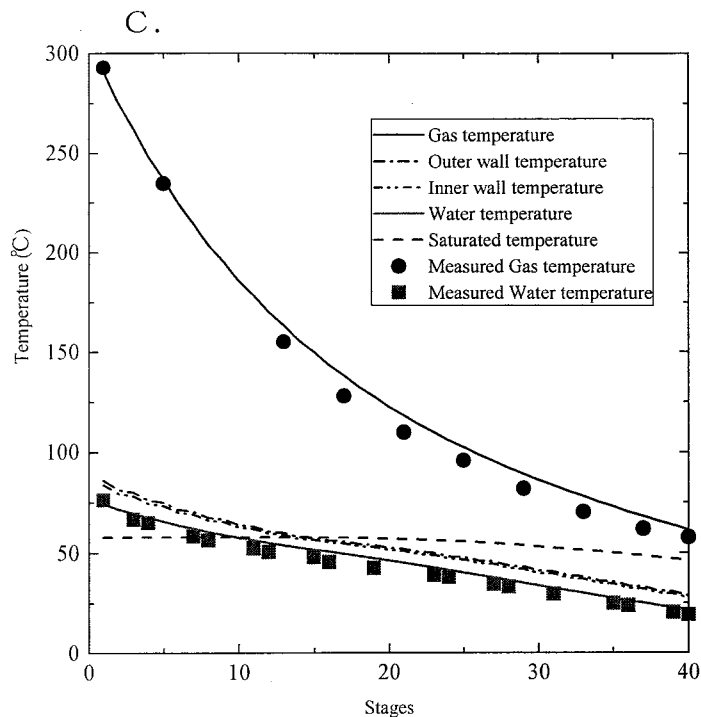
空気（酸素）比	1.37
乾きガス $m_N^3/h$	181.22
H2O mass	0.11
H2O vol	0.17
ガス入口速度 m/s	6.60
水出口速度 m/s	0.29
凝縮水量 kg/h	14.79
白煙+凝縮水量 kg/h	14.79
凝縮熱量 kW	9.77
回収熱量 kW	30.47
低位発熱量 $kJ/m_N^3$	45444.29
燃料発熱量 kW	199.95

B.



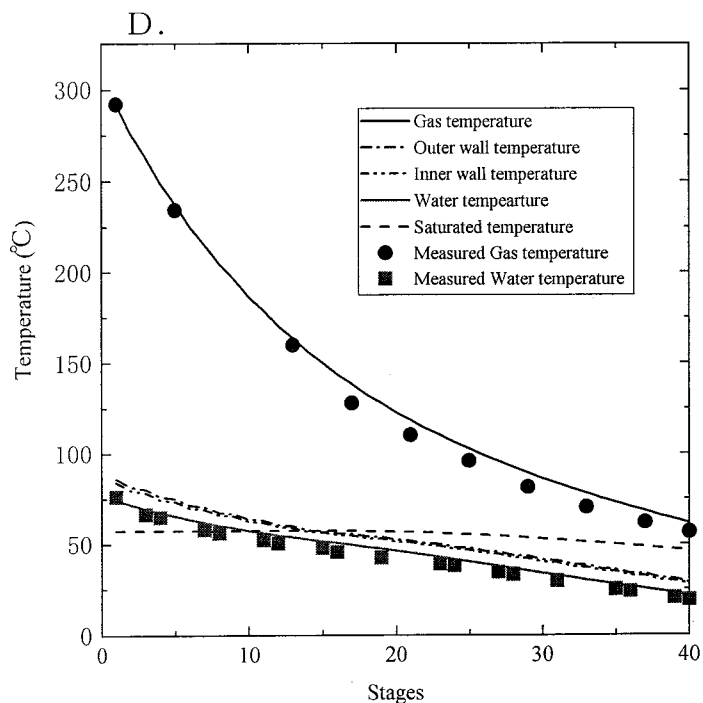
予測値と実験結果の比較

空気（酸素）比	1.37
乾きガス $m_N^3/h$	177.50
H2O mass	0.11
H2O vol	0.18
ガス入口速度 m/s	6.47
水出口速度 m/s	0.29
凝縮水量 kg/h	14.63
白煙+凝縮水量 kg/h	14.63
凝縮熱量 kW	9.66
回収熱量 kW	29.89
低位発熱量 $kJ/m_N^3$	45444.29
燃料発熱量 kW	199.95



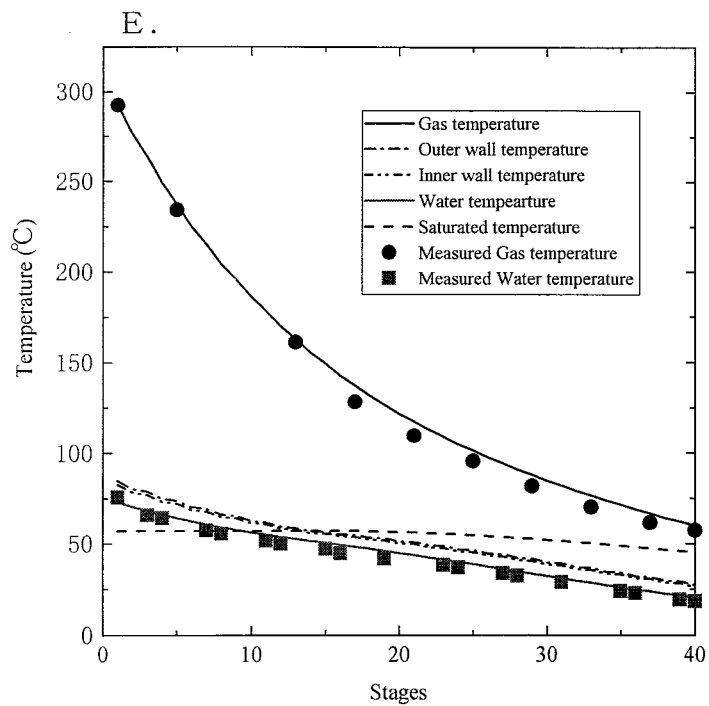
予測値と実験結果の比較：

空気（酸素）比	1.36
乾きガス $m_N^3/h$	173.78
H2O mass	0.11
H2O vol	0.18
ガス入口速度 m/s	6.39
水出口速度 m/s	0.29
凝縮水量 kg/h	15.08
白煙＋凝縮水量 kg/h	15.08
凝縮熱量 kW	9.96
回収熱量 kW	30.25
低位発熱量 $kJ/m_N^3$	45444.29
燃料発熱量 kW	200.71



予測値と実験結果の比較

空気（酸素）比	1.39
乾きガス $m_N^3/h$	175.11
H2O mass	0.11
H2O vol	0.17
ガス入口速度 m/s	6.43
水出口速度 m/s	0.29
凝縮水量 kg/h	15.16
白煙＋凝縮水量 kg/h	15.16
凝縮熱量 kW	10.02
回収熱量 kW	30.43
低位発熱量 $kJ/m_N^3$	45444.29
燃料発熱量 kW	202.98

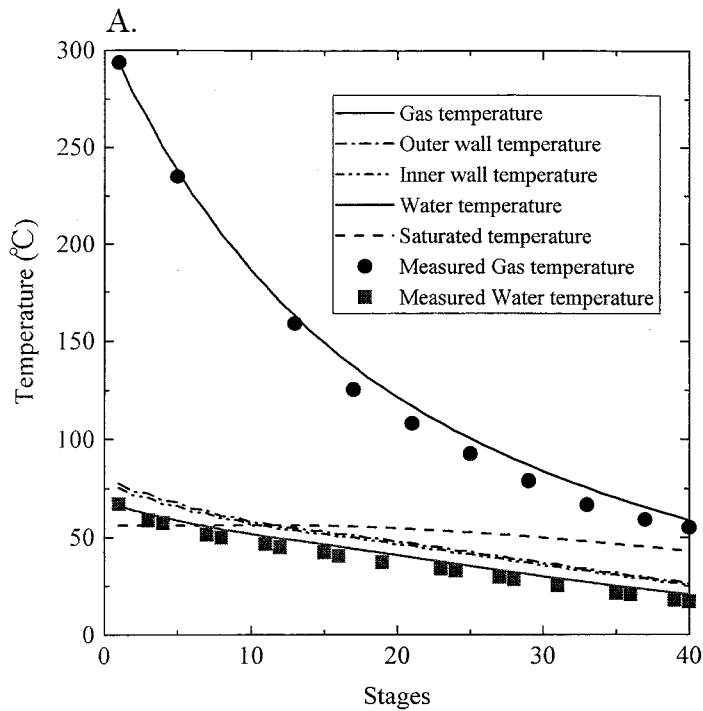


予測値と実験結果の比較：

空気（酸素）比	1.38
乾きガス $m_N^3/h$	172.81
H2O mass	0.11
H2O vol	0.17
ガス入口速度 m/s	6.33
水出口速度 m/s	0.29
凝縮水量 kg/h	14.56
白煙＋凝縮水量 kg/h	14.56
凝縮熱量 kW	9.62
回収熱量 kW	29.69
低位発熱量 $kJ/m_N^3$	45444.29
燃料発熱量 kW	199.95

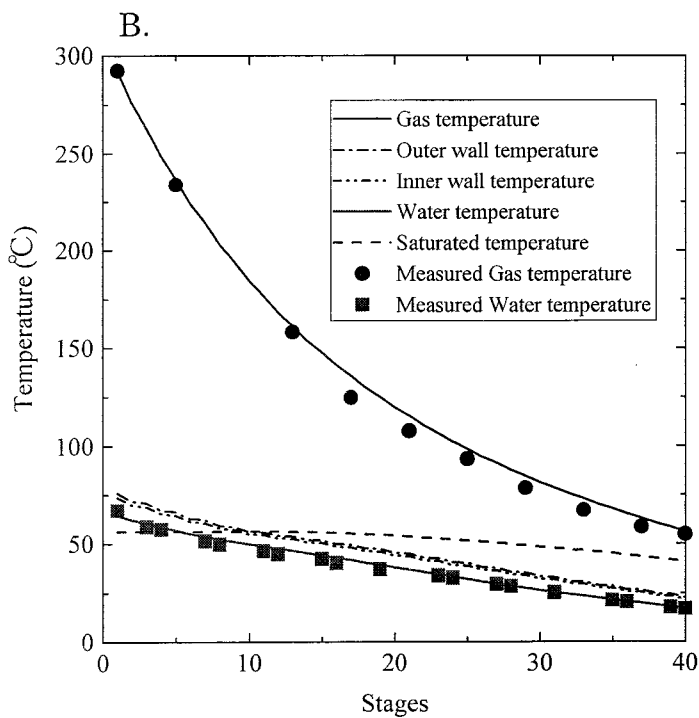


10-4. 実験 4 (冷却水流量 10kg/min、空気比 1.44~1.49)



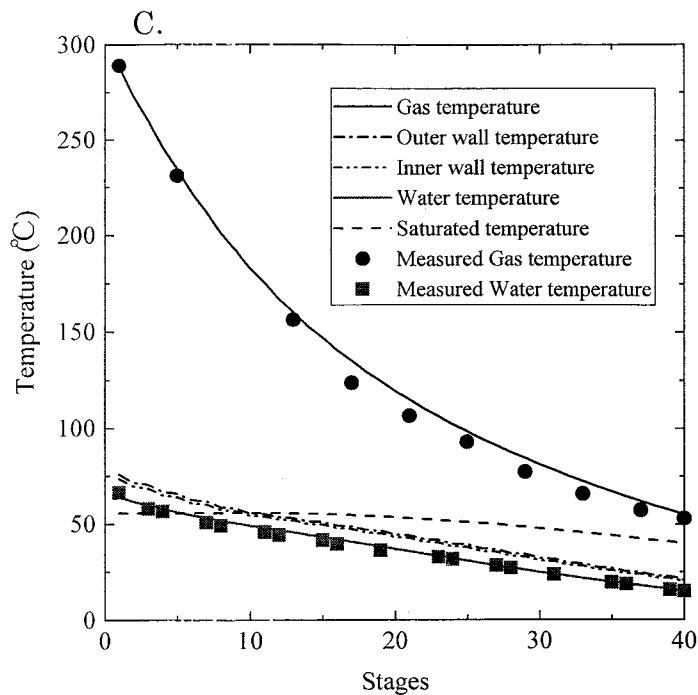
予測値と実験結果の比較

空気 (酸素) 比	1.44
乾きガス $m_N^3/h$	190.80
H2O mass	0.11
H2O vol	0.16
ガス入口速度 m/s	6.91
水出口速度 m/s	0.37
凝縮水量 kg/h	16.04
白煙+凝縮水量 kg/h	16.04
凝縮熱量 kW	10.61
回収熱量 kW	32.50
低位発熱量 $kJ/m_N^3$	45444.29
燃料発熱量 kW	204.50



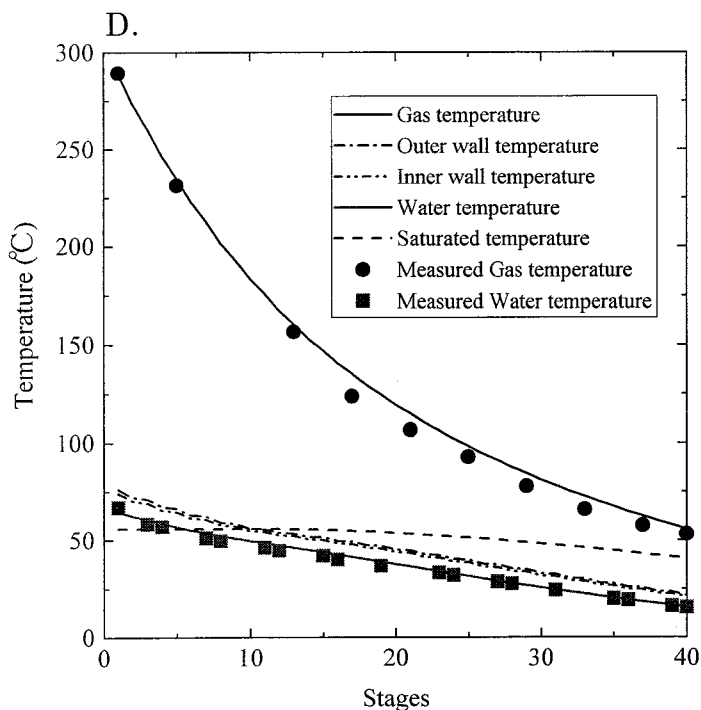
予測値と実験結果の比較

空気 (酸素) 比	1.45
乾きガス $m_N^3/h$	190.80
H2O mass	0.11
H2O vol	0.16
ガス入口速度 m/s	6.91
水出口速度 m/s	0.37
凝縮水量 kg/h	17.15
白煙+凝縮水量 kg/h	17.15
凝縮熱量 kW	11.35
回収熱量 kW	33.32
低位発熱量 $kJ/m_N^3$	45444.29
燃料発熱量 kW	204.50



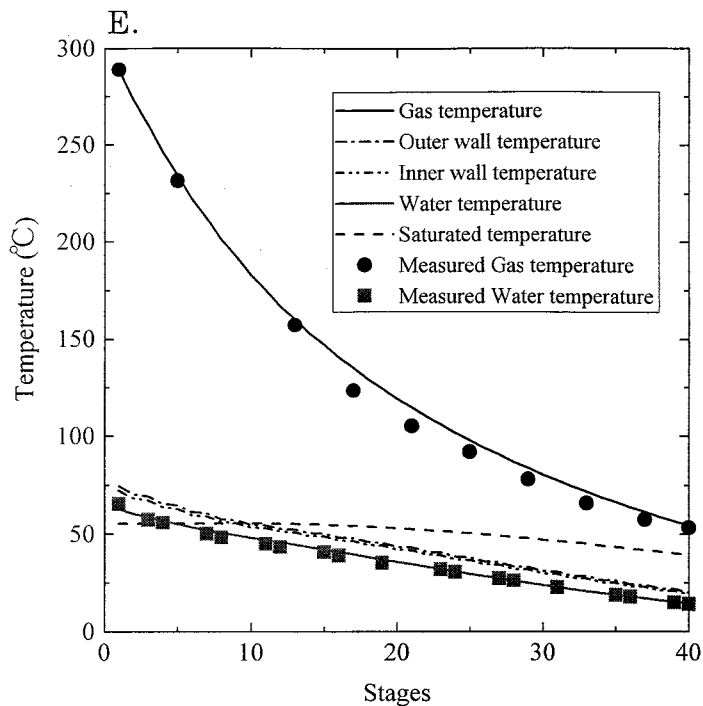
空気 (酸素) 比	1.45
乾きガス $m_N^3/h$	196.20
H2O mass	0.10
H2O vol	0.16
ガス入口速度 m/s	7.02
水出口速度 m/s	0.36
凝縮水量 kg/h	16.68
白煙+凝縮水量 kg/h	16.68
凝縮熱量 kW	11.05
回収熱量 kW	33.07
低位発熱量 $kJ/m_N^3$	45444.29
燃料発熱量 kW	202.23

予測値と実験結果の比較：



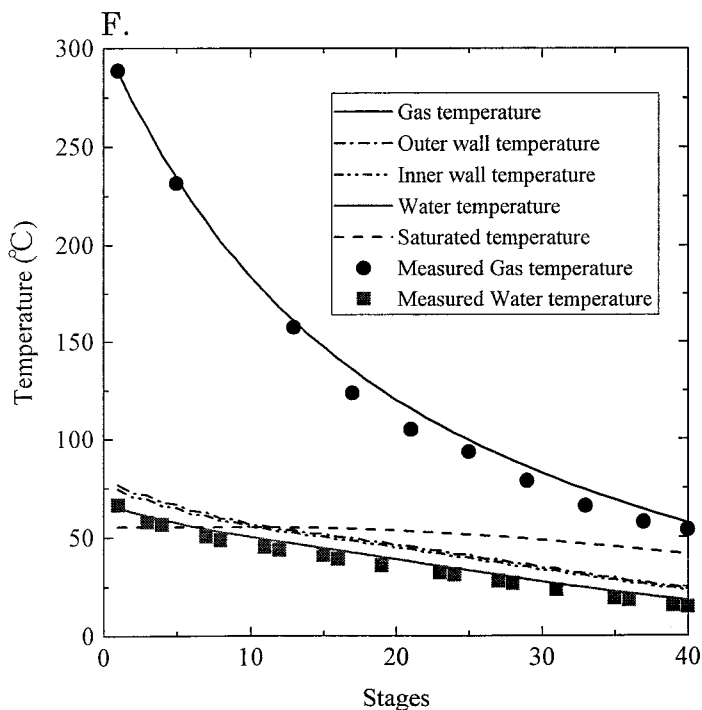
空気 (酸素) 比	1.45
乾きガス $m_N^3/h$	194.67
H2O mass	0.10
H2O vol	0.16
ガス入口速度 m/s	6.97
水出口速度 m/s	0.35
凝縮水量 kg/h	17.07
白煙+凝縮水量 kg/h	17.07
凝縮熱量 kW	11.31
回収熱量 kW	33.24
低位発熱量 $kJ/m_N^3$	45444.29
燃料発熱量 kW	201.47

予測値と実験結果の比較：



予測値と実験結果の比較：

空気（酸素）比	1.47
乾きガス $m_N^3/h$	199.63
H2O mass	0.10
H2O vol	0.16
ガス入口速度 m/s	7.12
水出口速度 m/s	0.37
凝縮水量 kg/h	17.66
白煙＋凝縮水量 kg/h	17.66
凝縮熱量 kW	11.70
回収熱量 kW	34.09
低位発熱量 $kJ/m_N^3$	45444.286
燃料発熱量 kW	203.24

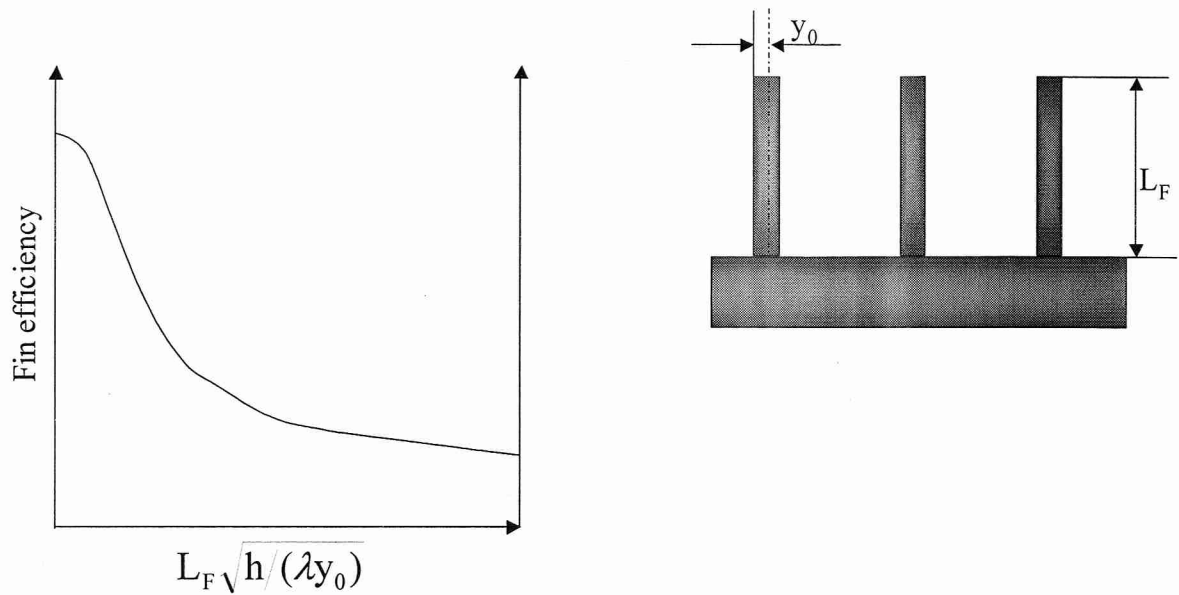


予測値と実験結果の比較：

空気（酸素）比	1.49
乾きガス $m_N^3/h$	198.71
H2O mass	0.10
H2O vol	0.16
ガス入口速度 m/s	7.07
水出口速度 m/s	0.36
凝縮水量 kg/h	16.67
白煙＋凝縮水量 kg/h	16.67
凝縮熱量 kW	11.04
回収熱量 kW	33.14
低位発熱量 $kJ/m_N^3$	45444.29
燃料発熱量 kW	201.47

## 11.補足

### 補足 1：フィン効率について



補足図：フィン効率と熱伝達率の関係

熱交換器の比較検討の項で記述した熱伝達率が高くなるとフィン効率が低下する理由について説明する。上図のグラフはフィン効率と熱伝達率の関係を表すグラフである。式の中の各記号は次の通りである。

$L_F$ :フィン高さ

$h$ :熱伝達率

$y_0$ :フィン根元におけるフィン厚さの 1/2

$\lambda$ :フィン材料の熱伝導率

この図より、フィンの形状が与えられた場合、熱伝達率が高くなるほど、又は熱伝導率が小さくなるほどフィン効率は低下する。又、凝縮域に入ると凝縮熱伝達の開始と共にフィン内を大量の熱が流れ、基底部に比べてフィン部温度が高くなりフィン効率が低下するためと考えられる。

このように凝縮域では、フィン効率が急激に減少するため、潜熱回収のためにはフィン高さを低くするか、裸管を用いることが望ましい。

## 補足 2：エクセルギー効率

エクセルギーとは、熱エネルギーを機械仕事に変換できる割合である。

熱交換器ではエクセルギー効率は低い。これは熱交換の過程で不可逆過程を通ると仕事をしなくてもエクセルギーは減少する（伝わる熱量が小さい）ためである。不可逆過程では加えられた有効エネルギーの一部が無効エネルギーに転換され、その結果、排熱はこの不可逆損失だけ大きくなる。

燃料を重油とする再熱サイクルやコンバインドサイクルのようなシステムにするとエクセルギー効率は高くなる。

本器の場合、エクセルギー効率を上げるためにはどうすればよいか実験 2 の結果を例にとって各条件のもと計算を行った。（記号、添え字、計算手法はエクセルギー効率の項を参照）

### 基本条件

$T_{h1}=289, T_{h2}=55, T_{c1}=18, T_{c2}=71, T_o=18$  のときの  $\Phi=24.52\%$  ( $e_h=10.97, e_c=2.69$ )

条件①:  $T_{h1}$  だけ高くする。 ( $T_{h1}=300$  とする。)

$$Q=33.05 \text{ より } W_h=33.05/(300-55)=0.135$$

$$e_h=11.16, e_c=2.69 \therefore \Phi=2.69/11.16=24.1\% \leq 24.52\% \text{ (Down)}$$

条件②:  $T_{h1}$  だけ低くする。 ( $T_{h1}=280$  とする。)

$$Q=33.05 \text{ より } W_h=33.05/(280-55)=0.147$$

$$e_h=10.73, e_c=2.69 \therefore \Phi=2.69/10.73=25.07\% \geq 24.52\% \text{ (Up)}$$

条件③:  $T_{h2}$  だけ高くする。 ( $T_{h2}=60$  とする。)

$$Q=33.05 \text{ より } W_h=33.05/(289-60)=0.144$$

$$e_h=11.04, e_c=2.69 \therefore \Phi=2.69/11.04=24.37\% \leq 24.52\% \text{ (Down)}$$

条件④:  $T_{h2}$  だけ低くする。 ( $T_{h2}=50$  とする。)

$$Q=33.05 \text{ より } W_h=33.05/(289-50)=0.138$$

$$e_h=10.74, e_c=2.69 \therefore \Phi=2.69/10.74=25.07\% \geq 24.52\% \text{ (Up)}$$

条件⑤:  $T_{c1}$  だけ高くする。 ( $T_{c1}=20$  とする。)

$$Q=31.8 \text{ より } W_h=31.8/(289-55)=0.136$$

$$e_h=10.51, e_c=2.49 \therefore \Phi=2.49/10.51=23.69\% \leq 24.52\% \text{ (Down)}$$

条件⑥:  $T_{c1}$  だけ低くする。 ( $T_{c1}=15$  とする。)

$$Q=34.92 \text{ より } W_h=34.92/(289-55)=0.149$$

$$e_h=11.51, e_c=2.68 \therefore \Phi=2.68/11.51=23.28\% \geq 24.52\% \text{ (Down)}$$

条件⑦:  $T_{c2}$  だけ高くする。( $T_{c2}=75$  とする。)

$$Q=35.54 \text{ より } W_h=35.54/(289-55)=0.152$$

$$e_h=11.75, e_c=3.08 \therefore \Phi=3.08/11.75=26.21\% \leq 24.52\% \text{ (Up)}$$

条件⑧:  $T_{c2}$  だけ低くする。( $T_{c2}=65$  とする。)

$$Q=29.31 \text{ より } W_h=29.31/(289-55)=0.125$$

$$e_h=9.67, e_c=2.14 \therefore \Phi=2.14/9.67=22.13\% \geq 24.52\% \text{ (Down)}$$

条件⑨:  $T_o$  だけ高くする。( $T_o=20$  とする。)

$$e_h=10.74, e_c=2.48 \therefore \Phi=2.48/10.74=23.09\% \leq 24.52\% \text{ (Down)}$$

条件⑩:  $T_o$  だけ低くする。( $T_o=15$  とする。)

$$e_h=11.12, e_c=3.00 \therefore \Phi=3.00/11.12=26.98\% \geq 24.52\% \text{ (Up)}$$

以上の計算結果より、本器のエクセルギー効率を向上させるためには、

1. ガス出入温度を低くする。
2. 水出口温度を高くする。
3. 空気温度を低くする。

といった処置をすれば良い。